



Bach

DIE

ASCHINEN-ELEMENTE.

IHRE BERECHNUNG UND KONSTRUKTION

MIT RÜCKSICHT

AUF DIE NEUEREN VERSUCHE.

VON

C. BACH,

PROFESSOR DES MASCHINEN-INGENIEURWESENS AN DER K. TECHNISCHEN HOCHSCHULE STUTTGART.

DRITTE, ERGÄNZTE AUFLAGE.

Mit in den Text gedruckten Abbildungen und 45 Tafeln Zeichnungen.



STUTTGART 1894.

VERLAG DER J. G. COTTA'SCHEN BUCHHANDLUNG
NACHFOLGER.

Druck der Union Deutsche Verlagsgesellschaft in Stuttgart.

Vorwort zur ersten Auflage.

Bei Untersuchung des Verhältnisses, in dem die Ergebnisse der Wöhler'schen Versuche, welche seit einigen Jahren in der Literatur über eiserne Brücken einen so hervorragenden Einfluss gewonnen haben [1]), zu den zulässigen Belastungen stehen, von denen der Maschineningenieur bei Festigkeitsrechnungen auszugehen hat, gelangte ich zu dem Resultate, dass diese zulässigen Inanspruchnahmen, welche im Laufe der Zeit in überaus grosser Anzahl als Erfahrungsgrössen entstanden sind und nicht selten unter sich des Zusammenhanges entbehren, zu einem ziemlichen Theile die Wöhler'sche Beziehung der verschiedenen Bruchbelastungen zu einander (3 : 2 : 1 für Schmiedeisen) bestätigen [2]). Dieses interessante Ergebniss lieferte einen neuen

[1]) Angaben hierüber finden sich in der Fussbemerkung S. 62 und 63 der zweiten und der dritten Auflage.

[2]) Die zulässigen Anstrengungen der Hauptbelastungsfälle (Zug, Druck, Biegung) wurden damals auf Grund dieser Untersuchungen des Verfassers zu 900, 600, 300 kg/qcm für gewöhnliches und zu 1200, 800, 400 kg/qcm für vorzügliches Schmiedeisen (Schweisseisen, Flusseisen) angenommen mit der Bestimmung, dass für zwischenliegende Beanspruchungen dazwischen gelegene, den Spannungsgrenzen entsprechende Werthe gewählt werden können (S. 18 u. f. der ersten Auflage). Die neuen französischen Vorschriften für den Bau und die Unterhaltung eiserner Brücken (vergl. z. B. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 661) vom 29. August 1891 nehmen die gleichen Werthe zur Grundlage, indem sie freistellen, die zulässigen Anstrengungen nach folgenden Regeln zu bestimmen.

1. Wenn die Spannung des betreffenden Stabes unter der Belastung stets einerlei Vorzeichen hat, d. h. Zug oder Druck ist:

$$\text{bei Schweisseisen } 600 + 300\,\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}},\ \text{bei Flusseisen } 800 + 400\,\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}},$$

worin mit σ_{min} die kleinste und mit σ_{max} die grösste der auftretenden Spannungen bezeichnet wird.

2. Wenn die Inanspruchnahme des Stabes abwechselnd zwischen Zug und Druck schwankt:

$$\text{bei Schweisseisen } 600 - 300\,\frac{\sigma}{\sigma_{max}},\ \text{bei Flusseisen } 800 - 400\,\frac{\sigma}{\sigma_{max}},$$

worin unter σ_{max} der absolute Werth der grössten Spannung (also abgesehen vom Vorzeichen) und unter σ der absolute Werth der grössten Spannung mit entgegengesetztem Vorzeichen zu versehen ist.

Es ergiebt nämlich die Regel Ziff. 1 für die Belastungsweisen a und b, S. 18 der ersten, S. 34 der zweiten und dritten Auflage,

wegen $\sigma_{min} = \sigma_{max}$ bei a die zulässige Anstrengung 900, bezw. 1200 kg/qcm,
„ $\sigma_{min} = 0$ „ b „ „ „ 600, „ 800 „

und die Regel Ziff. 2 für die Belastungsweisen b und c, S. 18 der ersten, S. 34 und 35 der zweiten sowie dritten Auflage,

wegen $\sigma = 0$ bei b die zulässige Anstrengung 600, bezw. 800 kg/qcm,
„ $\sigma = \sigma_{max}$ „ c „ „ „ 300, „ 400 „

Die Regeln Ziff. 1 und 2 der französischen Vorschriften 1891 entsprechen demnach ganz der in der ersten Auflage (1880) S. 18, sowie S. 19, erster Absatz und Ziff. 1 daselbst gegebenen Anleitung.

Gesichtspunkt, von welchem aus einem stark gefühlten Bedürfnisse Rechnung getragen werden konnte; mehr Ordnung in diese grosse Masse der zulässigen Belastungen zu bringen, als bisher vorhanden war. An diese Arbeit bin ich in der vorliegenden Schrift herangetreten, in der Absicht, den Studirenden des Maschineningenieurwesens und den jüngeren Fachgenossen durch Bloslegung des Bodens, von welchem aus mit mehr Sicherheit als seither die Erfahrungszahlen bei Dimensionsbestimmungen ermittelt werden können, eine Erleichterung auf dem täglich sich erweiternden Gebiete ihrer Thätigkeit zu verschaffen; aber auch gleichzeitig in dem Bewusstsein, dass es niemals möglich sein wird, die unzählige Menge der oft von Ort zu Ort wechselnden Rücksichten technischer, geschäftlicher und allgemein menschlicher Natur, welche der Maschineningenieur immer und immer wieder bei seinen Arbeiten zu nehmen hat und deren Beachtung eben zur Charakteristik des gediegenen Konstrukteurs gehört, in das Prokrustesbett einer oder mehrerer Zahlen zu zwingen.

Der ausgesprochene Zweck brachte es mit sich, dass den Formänderungen eine besondere Aufmerksamkeit zu schenken war. Denn da, wo eine höchstens zulässige Durchbiegung, Verdrehung u. s. w. die Abmessungen bestimmt, ist im Allgemeinen eine Rechnung mit zulässiger Belastung in dem gewöhnlichen Sinne des Wortes nicht mehr richtig. Diese ist dann selbst eine Funktion der Form und Grösse des in Frage stehenden Körpers (vergl. z. B. die Berechnung der Kurbelschleife S. 317 [507 und 508] [1]).

Dabei wurde festgehalten — und wie ich glaube mit Erfolg —, dass die ausgedehnte Anwendung der Rechnung seitens des Ingenieurs möglichste Einfachheit des rechnerischen Apparates zur Voraussetzung hat. Aus diesem Grunde unterblieb auch die Aufnahme von Gleichungen, welche die zulässige Belastung als Funktion der Grenzspannungen liefern. Für einfache und viel Material fordernde Konstruktionen, wie z. B. Brücken, sind dieselben ganz am Platze. Für die Elemente des Maschinenbaues erscheinen sie mir als das Bessere, welches des Guten Feind ist.

Aus hiermit verwandtem Grunde glaubte ich auch, auf Verwendung der graphischen Statik verzichten zu sollen. Wer mit dieser Methode vertraut ist, dem wird nicht entgehen, in welchen Fällen, deren Anzahl hier übrigens gering ist, ihre Benützung von Vortheil sein kann. Für andere Leser hätten die wichtigsten Sätze der Graphostatik erst gelehrt werden müssen.

Die Pressungen in den Berührungsflächen auf einander gleitender Theile, sowie die Umsetzung eines Theiles der hiermit verknüpften Reibungsarbeit in Wärme erfuhren die ihnen gebührende Berücksichtigung.

Weiter stellte ich mir die Aufgabe, nach Möglichkeit dazu beizutragen, dass der in der Literatur noch immer ziemlich verbreiteten Methode der Verhältnisszahlen der Boden entzogen werde. Dieselbe verleitet den Anfänger im Konstruiren zum mechanischen Arbeiten und ist thatsächlich — wie jeder ausführende Ingenieur weiss — ganz unpraktisch. Immer erfolgt die Bestimmung der Abmessungen direkt aus den wirkenden Kräften, sofern nicht Rücksichten auf Herstellung, Transport, Montage oder Abnützung massgebend sind.

Die bedeutende Zahl von Beispielen, welche das Buch enthält und die zu einem grossen Theile eigenen Ausführungen entnommen sind, dient nicht nur den soeben

---

[1]) Die Seitenzahlen in den eckigen Klammern bezeichnen die betreffende Stelle in der vorliegenden dritten Auflage. Diese Bemerkung gilt auch für das Vorwort zur zweiten Auflage.

ausgesprochenen Bestrebungen und dem Zwecke, das Verständniss des allgemein Hingestellten zu befördern oder dieses zu ergänzen, sondern soll auch zeigen, in welcher Weise beim Entwerfen vorzugehen ist. Erfahrungsmässig wird der einzuschlagende Weg von den Studirenden sehr hart gefunden. Die Durcharbeitung der Beispiele greift hier erleichternd ein.

Hinsichtlich der Herstellung der Maschinenelemente sind meist nur die nöthigen Andeutungen gemacht, einmal, weil diese Erörterungen in das Gebiet der Technologie gehören, zweitens, weil hier Vorzügliches (z. B. in den v. Reiche'schen Arbeiten) vorhanden ist und Mässigung bezüglich des Umfanges des Buches angezeigt erschien, drittens — und das ist für mich der Hauptgrund —, weil ein im Interesse der Industrie erfolgreiches Studium des Maschinenbaues von dem jungen Techniker voraussetzt, dass er womöglich eine zweijährige praktische Thätigkeit in der Werkstatt hinter sich hat [1]), für welche die Schule trotz aller Bestrebungen niemals genügenden

---

[1]) In dieser Hinsicht ist es von Interesse, den Fortschritt zu verfolgen, welchen die Werthschätzung der Werkstattthätigkeit inzwischen zu verzeichnen hat.

Die k. preuss. Prüfungsvorschriften für Maschineningenieure vom 27. Juni 1876 verlangten von denjenigen, welche die nach Abschluss der wissenschaftlichen Ausbildung zu erstehende erste Staatsprüfung ablegen wollten, den Nachweis einer Werkstattthätigkeit nicht; erst gegenüber denjenigen, welche zur zweiten Staatsprüfung sich melden, wurde „eine zweijährige praktische Beschäftigung gefordert, von welcher mindestens 6 Monate zum Arbeiten in einer Werkstätte verwendet sein müssen".

Die grossherzogl. badische landesherrliche Verordnung vom 21. März 1878, die Staatsprüfung der Maschineningenieure betreffend, verlangt Werkstattthätigkeit als Zulassungsbedingung weder bei der Vorprüfung noch für die Hauptprüfung.

Bei den im Jahre 1879 begonnenen Berathungen, betreffend die Einführung von Staatsprüfungen für Maschineningenieure in Württemberg, stellte Verfasser als Mitglied der hierzu berufenen Kommission den Antrag, eine „mindestens einjährige Werkstattthätigkeit" als Zulassungsbedingung zur ersten Staatsprüfung zu verlangen. Die durch k. Verordnung vom 23. Mai 1883 erlassenen württ. Prüfungsbestimmungen enthalten diese Bedingung, welche auch in die Vorschriften für die Maschineningenieur-Diplomprüfung an der Techn. Hochschule Stuttgart aufgenommen wurde.

Bei Neuregelung der Staatsprüfungen im Baufach in Preussen 1886 (Ministerialerlass vom 6. Juli 1886) wurde nach dem Vorgange Württembergs hier ebenfalls die Forderung einer einjährigen Werkstattthätigkeit und zwar als Bedingung für die Vorprüfung aufgestellt, jedoch zugelassen (§ 13), dass dieses „Elevenjahr" nach Ablauf von 6 Monaten unterbrochen werden darf, aber spätestens noch vor Ernennung zum Regierungsbauführer (also nach Ablegung der ersten Staatsprüfung) zu vollenden ist.

Die k. sächsischen Vorschriften über die Ausbildung und Prüfung für den höheren technischen Staatsdienst im Baufache vom 1. Juli 1888, sowie die grossherzogl. hessische Verordnung, denselben Gegenstand betreffend, vom 10. Juli 1889, haben sich den preussischen Bestimmungen angeschlossen.

In den neuen württ. Staatsprüfungen (K. Verordnung vom 13. April 1892 nebst den zugehörigen Ministerialverfügungen) wird die mindestens einjährige Werkstattthätigkeit als Zulassungsbedingung für die Vorprüfung verlangt und in Bezug auf dieselbe ausgesprochen, dass sie, insofern es sich um eine nur zwölfmonatliche Thätigkeit handelt, in der Regel eine zusammenhängende, nicht unterbrochene sein soll.

Hiermit sind sonach die Abiturienten, welche sich dem Maschineningenieurwesen widmen, veranlasst, vor Eintritt in die Hochschule mindestens ein Jahr praktisch zu arbeiten.

Die im Jahre 1885/86 angestellte Untersuchung des Vereines deutscher Ingenieure ergab, dass von 658 zum grössten Theile in leitenden selbstständigen Stellungen befindlichen Ingenieuren, welche die Umfrage beantwortet, 95 % praktisch gearbeitet hatten, und zwar jeder durchschnittlich $2\frac{1}{4}$ Jahr. Für Ueberflüssigkeit des praktischen Arbeitens sprachen sich nur zwei (nicht im praktischen Leben stehende) Mitglieder jenes grossen Vereines aus!

Ueber die in den deutschen Staaten bestehenden Vorschriften, betreffend die Staatsprüfungen für Maschineningenieure, findet sich eine Darlegung in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1282 u. f.

Ersatz bieten kann. Die Schule macht — meiner Meinung nach — einen grossen Fehler, wenn sie das lehren will, was die Werkstatt viel wirksamer lehrt und für den normalen Menschen oft nur allein verständlich lehren kann. Sie begeht weiter einen Irrthum, wenn sie nicht für eine praktische Thätigkeit vor dem eigentlichen Fachstudium ist. Wem würde es wohl einfallen, den zukünftigen Officier in der Weise zu bilden, dass man ihn zunächst einige Jahre auf eine Kriegsakademie schickt, dann erst an seine praktische Ausbildung schreitet, d. h. ihn erst dann ausexercirt, den Frontdienst lehrt und die ersten Manöver mitmachen lässt?

Was das Werk an Selbstständigem bietet, empfehle ich ebenso wie das Ganze der wohlwollenden Beurteilung der Fachgenossen.

Stuttgart, im October 1880.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Bei der vorliegenden Neubearbeitung, welche in zwei Lieferungen erschienen ist, von denen die erste, bis S. 316 [325] reichend, im Juni 1891, und die zweite im April 1892 abgeschlossen wurde, waren dieselben Grundgedanken leitend, wie bei Abfassung der ersten Auflage. An diesen festzuhalten, veranlasste mich ausser der eigenen Ueberzeugung der Umstand, dass die auf ihnen aufgebauten Arbeiten begonnen haben, mehr und mehr zum Allgemeingut zu werden, also den Zweck, zu dem sie unternommen wurden, zu erreichen.

Der Abschnitt „Elasticität und Festigkeit der Materialien" wurde auf den inzwischen erweiterten Erkenntnissen über das thatsächliche Verhalten der Stoffe aufgebaut, entsprechend der Richtung, welche durch meine 1889/90 erschienene Arbeit „Elasticität und Festigkeit. Die für die Technik wichtigsten Sätze und deren erfahrungsmässige Grundlage. 1889/90" gekennzeichnet ist. Naturgemäss waren in diesem Abschnitt, wie auch in den folgenden die Ergebnisse der bis auf die jüngste Zeit reichenden Versuche heranzuziehen, ebenso, wie es sich nicht vermeiden liess, die Beseitigung und Ersetzung des Alten durch eine mehr oder minder eingehende Kritik desselben ausreichend zu begründen. Gerade hierdurch glaube ich, das Durchdringen des Gegenstandes und die Bildung eines eigenen Urtheils wesentlich zu fördern. Abgesehen von erstmals auftretenden Gleichungen u. s. w., haben insbesondere die Erfahrungszahlen, die Koeffizienten der Elasticität und Festigkeit vollständige Durcharbeitung und umfassende Ergänzungen nach verschiedenen Richtungen hin erfahren, wie ein Blick auf den Inhalt der Seiten 33 bis 76 lehrt.

Bei den Nietverbindungen bin ich auf Grund eingehender Beschäftigung mit der Sache dazu gelangt, den Widerstand gegen Gleiten für das der Regel nach in erster Linie Massgebende zu halten und hieraus den Grundsatz abzuleiten, dass

bei Herstellung einer Nietverbindung dahin zu trachten ist, diesen Widerstand möglichst gross zu erzielen (vergl. S. 116 [119] bis 128 [132], einschliesslich Fussbemerkung auf letzterer Seite). In der seither üblichen Berechnungsweise und in der hieraus fliessenden Gleichgiltigkeit des Konstrukteurs wie der Werkstatt gegenüber der Höhe des Gleitungswiderstandes erblicke ich einen Hauptgrund für die ungenügende Haltbarkeit mancher Eisenkonstruktionen.

Die seit einem halben Jahrhundert oft erörterte Frage der erforderlichen Wandstärke der Flammrohre von Dampfkesseln dürfte durch das auf S. 147 [153] bis 160 [166] Gegebene eine dem heutigen Stande unserer Erkenntnisse entsprechende Lösung gefunden haben.

Das Kapitel über Nieten und Nietverbindungen, S. 110 [113] bis 163 [169], enthält ausser dem Erwähnten noch manches Neue.

Der Abschnitt über Zahnräder ist namentlich durch Behandlung der Räder mit Winkelzähnen erweitert worden. Die Reibungsräder sind der gestiegenen Bedeutung gemäss besprochen; ihrer Berechnung wurden Erfahrungszahlen aus dem Betriebe zu Grunde gelegt.

Der Riemenbetrieb ist auf Grund des S. 232 [239] unter III hervorgehobenen, durch meine Versuche mit Treibriemen festgestellten Satzes behandelt worden. Der Bestimmung der richtigen Scheibenlage bei geschränktem Riemen wurde näher getreten (S. 236 [244] u. f.), ebenso einer genaueren Ermittlung des Geschwindigkeitsverlustes durch Gleiten und des thatsächlichen Uebersetzungsverhältnisses (S. 230 [237] u. f.) u. s. w. Auch der Seilbetrieb bietet in den Einzelheiten verschiedenes Neue.

Im Abschnitt Zapfen, der eine bedeutende Erweiterung erfahren hat, wurde Werth auf Klarstellung der einzelnen Einflüsse gelegt, soweit dies eben zur Zeit möglich ist (vergl. z. B. S. 287 [296] u. f., 293 [302] u. f.). Die Erfahrungszahlen sind abgeleitet aus bewährten Konstruktionen und erstrecken sich namentlich auch auf solche Maschinen, welche hohe Umdrehungszahlen oder grosse Zapfengeschwindigkeiten besitzen.

Bei den Achsen und Wellen hat der Umstand, dass die Gesammtformänderung, namentlich die Durchbiegung, ziemlich häufig immer noch nicht diejenige Beachtung findet, welche ihr zukommt, zu ausführlicheren Darlegungen in dieser Richtung veranlasst.

Die Abschnitte über Kupplungen und Lager wurden erweitert und das letztere Kapitel noch durch Angaben über Rollen- und Schneidenlager ergänzt.

Die Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung erfuhren nach verschiedenen Richtungen hin Ergänzungen.

Neu ist das Kapitel Kurbelgetriebe, dessen Aufnahme mit der Steigerung der Umgangszahl vieler Maschinen bei dem Einflusse, den dieselbe auf die Konstruktion gewisser Maschinentheile äussert, sich nicht mehr vermeiden liess.

Bei den Kurbeln wurde u. A. Werth auf genaue Beurtheilung der Inanspruchnahme des Armes gelegt (S. 474 [484] u. f., vergl. auch S. 340 [349], Fussbemerkung).

Die Abschnitte über Schubstangen und Geradführungstheile wurden ergänzt; der letztere insbesondere auch durch weitere Ausführung des Einflusses der Durchbiegung gewisser Theile (vergl. z. B. S. 504 [515] und 505 [516], Fussbemerkung, auch S. 502 [513] und 503 [514]).

Unter Cylinder ist die Berechnung der Cylinder- sowie der Schieberkastendeckel (S. 512 [523] u. f., S. 521 [532] u. f.) ausführlich besprochen; namentlich aus Anlass schwerer Unfälle, welche im Laufe der letzten Jahre sich ereignet haben.

Im Ganzen wie auch bei Einzelheiten musste, schon um die Herstellungskosten des Buches innerhalb einer gewissen Grenze zu halten, eine entsprechende Beschränkung geübt werden.

Ob es gelungen ist, die Unvollkommenheiten, mit welchen das gegebene Neue und auch manches Alte der Natur der Dinge nach behaftet zu sein pflegt, innerhalb der zulässigen Grenze zu halten, das zu entscheiden muss ich dem Urtheile der Fachgenossen überlassen.

Wenn an einzelnen Stellen Irrthümer sowie mangelhafte Konstruktionen besonders hervorgehoben wurden, so geschah dies auf Grund meiner Erfahrungen, nach welchen die Angabe des für richtig Erkannten an sich nicht ausreicht, um vor üblichen Fehlern zu bewahren. Die Hervorhebung derselben ist es vorzugsweise, welche hier Abhilfe bringt. Weiss doch jeder erfahrene Ingenieur, dass man aus den Fehlern — den eigenen wie denjenigen Anderer — das Meiste zu lernen pflegt.

Stuttgart, im Juli 1892.

Vorwort zur dritten Auflage.

Nachdem die zweite Auflage schon binnen Jahresfrist vergriffen war, musste ich mich, um das Erscheinen der dritten Auflage nicht länger zu verzögern, auf die nöthigsten Ergänzungen und Abänderungen, welche meist Einzelheiten, namentlich auch Erfahrungszahlen betreffen, beschränken. Dem dahingehenden Wunsche der Verlagsbuchhandlung glaubte ich um so eher nachkommen zu dürfen, als die zweite Auflage eine vollständige Neubearbeitung des Buches bildete.

Immerhin hoffe ich, dass die eine oder andere Darlegung trotz ihrer Kürze, die eine oder andere Angabe oder Zahl nicht ohne Werth für die Fachgenossen sein werde.

Stuttgart, im Mai 1894.

C. Bach.

Inhalt.

Erster Abschnitt.

Elasticität und Festigkeit der Materialien.

Zweiter Abschnitt.

Hülfsmittel zur Verbindung von Maschinentheilen.

Dritter Abschnitt.

Maschinenelemente zur Uebertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf eine andere.

. Zahnräder.

Vierter Abschnitt.

Die sonstigen Maschinenelemente der drehenden Bewegung.

Fünfter Abschnitt.

Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

Sechster Abschnitt.

Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in drehende und umgekehrt.

Siebenter Abschnitt.

Maschinenelemente zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten.

Achter Abschnitt.

Tabellen.

Erster Abschnitt.

Elasticität und Festigkeit der Materialien[1]).

A. Allgemeines.

Ein gerader stabförmiger Körper, welcher als Cylinder mit kreisförmigem Querschnitt vom Durchmesser d und der Länge l gedacht sei, werde an den beiden Stirnflächen von zwei gleichmässig über die letzteren vertheilten und an ihm sich das Gleichgewicht haltenden Zugkräften PP ergriffen. Dann tritt unter Einwirkung derselben

a) eine Vergrösserung der Länge l des Stabes um λ, also auf $l + \lambda$
   und gleichzeitig, jedoch senkrecht dazu

b) eine Verminderung des Durchmessers d um δ, also auf $d - \delta$

ein.

Die auf die Einheit der ursprünglichen Länge bezogene Ausdehnung in Richtung der Stabachse, d. i.

$$\frac{\lambda}{l} = \varepsilon, \qquad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 1$$

die verhältnissmässige (spezifische) Längenänderung heisst kurzweg Dehnung.

Die auf die Einheit der ursprünglichen Querschnittsabmessung bezogene Querzusammenziehung, d. i.

$$\frac{\delta}{d} = \varepsilon_q, \qquad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 2$$

welche wesentlich kleiner ist als die Dehnung ε, wird zu dieser durch

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_q} = m \qquad \text{oder} \qquad \varepsilon_q = \frac{\varepsilon}{m} \qquad \ldots \ldots \quad 3$$

in Beziehung gebracht, sodass m das Verhältniss der Längsdehnung zur Querzusammenziehung misst. Nach dem heutigen Stande der Versuchsergebnisse darf für m durchschnittlich $\frac{10}{3}$ gesetzt werden.

---

[1]) Ausführlicher hat Verfasser diesen Gegenstand behandelt in der Arbeit „Elasticität und Festigkeit. Die für die Technik wichtigsten Sätze und deren erfahrungsmässige Grundlage". Berlin 1889—1890. Die zweite Auflage wird im Laufe des Jahres 1894 erscheinen.

Zwischen der Dehnung ε und der mit ihr verknüpften, aus P und dem u sprünglichen Stabquerschnitt $f = \frac{\pi}{4} d^2$ sich ergebenden Normalspannung od kurz Spannung

$$\sigma = \frac{P}{f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

besteht der Zusammenhang

$$\varepsilon = \alpha \sigma \qquad \text{oder} \qquad \sigma = \frac{\varepsilon}{\alpha}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

worin α den Dehnungskoeffizienten bedeutet, d. h. diejenige Strecke, u welche sich ein aus dem betreffenden Material gefertigter Stab von d Länge 1 und dem Querschnitt 1 für das Kilogramm der Belastung dehn oder kurz: die Zunahme der Längeneinheit für das Kilogramm Spannung

---

[1]) Dieser Dehnungskoeffizient α, welcher als Erfahrungszahl den Zusammenhang zwisch Dehnung und der damit verbundenen Spannung feststellt, entspricht ganz dem Ausdehnun koeffizienten, welcher bei der Längenausdehnung fester Körper durch die Wärme in Frage komm

Bezeichnet

l die Länge eines Stabes bei 0°,

λ_w die Verlängerung desselben infolge Erwärmung auf t°,

α_w den Längen-Ausdehnungskoeffizienten für das Stabmaterial, d. h. diejenige Strec um welche sich ein aus dem betreffenden Material gefertigter Stab von der Länge ausdehnt, wenn die Temperatur um 1° zunimmt, oder kurz: die Zunahme d Längeneinheit für 1° der Erwärmung,

so folgt unmittelbar aus dem Begriff von α_w

$$\lambda_w = \alpha_w \, l \, t.$$

Ebenso unmittelbar ergiebt sich für den ursprünglich l langen, jedoch nicht erwärmte sondern derart belasteten Stab, dass in ihm die Spannung σ eintritt, aus der einfachen Bedeutun α = Zunahme der Längeneinheit für das Kilogramm Spannung

$$\lambda = \alpha \, l \, \sigma.$$

Kennt man die Werthe α_w und α, so lassen sich mittels dieser beiden sofort aus der Anschauun folgenden Beziehungen λ_w und λ angeben. Mit dem in der Regel für das als Schmiedeisen bezeichne Material angenommenen Werth von $\alpha_w = \frac{1}{80000}$ findet sich beispielsweise für $t = 100°$

$$\lambda_w = \frac{1}{80000} \, l \, . \, 100 = \frac{1}{800} \, l,$$

und für $\sigma = 1000^{\text{kg}}$ wegen $\alpha = \frac{1}{2000000}$

$$\lambda = \frac{1}{2000000} \, l \, . \, 1000 = \frac{1}{2000} \, l.$$

Es ist bisher in der technischen Literatur üblich gewesen, nicht mit dem Dehnungskoef zienten α, sondern mit dem reziproken Werthe desselben, d. h. mit $\frac{1}{\alpha}$, zu rechnen, und für diese den Begriff des Elasticitätsmoduls einzuführen. Derselbe ist dann erklärt worden als di jenige Kraft, welche ein Prisma vom Querschnitt 1 um seine eigene Länge ausdehnen würde, fal dies ohne Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze möglich wäre. (So z. B. Weisbach, Lehrbuch d Ingenieur- und Maschinenmechanik, 1. Band, 5. Auflage, S. 386, u. A.; Reuleaux sagt in der viert Auflage seines Konstrukteurs, S. 1: „Elasticitätsmodul ist diejenige Spannung, bei welcher e prismatischer, in seiner Längenrichtung beanspruchter Körper um seine ganze Länge ausgedeh oder zusammengepresst wird [eine solche Formänderung als möglich vorausgesetzt].") Dies liefe für das schmiedbare Eisen 2000000^{kg}. Man hat sich also diese Kraft von zwei Millionen Kil gramm auf ein schmiedeisernes Prisma von 1^{qcm} Querschnitt wirkend vorzustellen. In Wirklichke

und hiernach auch diejenige Zahl, mit welcher die Normalspannung zu multipliciren ist, um die Dehnung zu erhalten.

Für eine Anzahl von Stoffen (Schmiedeisen, Stahl u. s. w.) erweist sich der Dehnungskoeffizient α als unveränderlich innerhalb gewisser Belastungsgrenzen. Dann besteht innerhalb dieses Spannungsgebietes Proportionalität zwischen Dehnungen und Spannungen. Die Spannung, bis zu welcher hin diese Proportionalität stattfindet, führt den Namen Proportionalitätsgrenze.

Bei Stoffen, für welche α veränderlich ist, wie dies z. B. bei Gusseisen, Steinen, Leder u. s. w. der Fall, besteht demnach diese Proportionalität nicht, und kann deshalb auch keine Proportionalitätsgrenze vorhanden sein.

Die Entwickelungen der Elasticitätslehre setzen α als unveränderlich voraus;

---

würde bei 1500 kg schon die Proportionalitätsgrenze, innerhalb welcher überhaupt die Gl. 5 giltig ist, überschritten und voraussichtlich bei 4000 kg der Stab bereits zerrissen sein!

Verfasser ist der Ansicht, dass eine solche mit dem thatsächlichen Verhalten des Materials nicht im Einklang stehende Begriffsbestimmung höchst bedenklich erscheint und jedenfalls nicht ohne den dringendsten Zwang, oder ohne durchschlagende Nützlichkeitsgründe als zulässig bezeichnet werden kann. Seines Erachtens muss der Grundbegriff der ganzen Elasticitäts- und Festigkeitslehre, d. i. die Erfahrungszahl, welche Dehnung und Spannung verbindet, so erklärt werden, wie es dem thatsächlichen Verhalten des Materials entspricht, damit dieser Grundbegriff und mit ihm die Hauptgesetze dieses Verhaltens in Fleisch und Blut übergehen. Das ist für den mitten in der Ausführung stehenden, zu raschen Entschlüssen veranlassten Techniker eine Nothwendigkeit. Die Bedeutung von α als Zunahme der Längeneinheit für das Kilogramm Spannung, ist eine so einfache und natürliche, dass, wenn nicht die Macht der Gewohnheit in Betracht käme, es nicht erklärlich erscheinen würde, dass der unanschauliche Begriff des Elasticitätsmoduls — dieses bleibt er, auch wenn andre Erklärungen, als die oben besprochene aufgestellt werden — nicht schon längst von der technischen Literatur über Bord geworfen ist.

Der Umstand, dass es an einzelnen Stellen für Rechnungszwecke bequemer erscheint, an Stelle von α mit $\frac{1}{\alpha}$ zu rechnen, wobei übrigens wieder die Macht der Gewohnheit und zwar ganz erheblich einwirkt, berechtigt noch lange nicht dazu, $\frac{1}{\alpha}$ zum Grundbegriff der Elasticitäts- und Festigkeitslehre zu machen, deren Aufgabe doch schliesslich darin besteht, das wirkliche Verhalten der Materialien gegenüber der Einwirkung äusserer Kräfte klarzulegen, und nicht bloss der Rechnung, sondern namentlich auch der Anschauung möglichst zugänglich zu machen.

Weiter kommt in Betracht, dass die Zahl, welche Dehnungen und Spannungen verbindet, naturgemäss ein Mass für die Elasticität des Materials zu bilden hat, und zwar derart, dass, je elastisch nachgiebiger ein Stoff ist, um so grösser diese Zahl sein muss. Nun ist aber der Elasticitätsmodul, d. h. $\frac{1}{\alpha}$, umgekehrt proportional der Grösse der Elasticität, so dass einem Material, welches eine grössere Dehnung ergiebt, dessen Nachgiebigkeit also bedeutender ist, ein kleinerer Elasticitätsmodul entspricht, und umgekehrt. Das erweist sich oft recht unbequem, namentlich für den, der sich mit dem Material selbst zu beschäftigen hat.

Der Dehnungskoeffizient α steht in geradem Verhältnisse zur Formänderung, ist also thatsächlich ein direktes Mass derselben. Dieses übrigens in der Physik schon längst verwendete Mass erinnert, indem es sich dem — im Allgemeinen ebenfalls nicht konstanten — Wärme-Ausdehnungskoeffizienten an die Seite stellt, gleichzeitig daran, dass dieser streng genommen eine Funktion der Temperatur ist, und ruft damit sofort die Vermuthung wach, dass es bei dem hier in Frage stehenden Dehnungskoeffizienten α ähnlich sein werde, was gegenüber der verbreiteten Auffassung, dass alle Materialien innerhalb gewisser Belastungsgrenzen einen unveränderlichen Elasticitätsmodul besitzen, ganz angezeigt erscheint (vergl. oben).

sie bedürfen deshalb in den Fällen, in welchen diese Voraussetzung nicht zutrifft, einer Berichtigung.

Manche Materialien zeigen bei einer gewissen, oberhalb der Proportionalitätsgrenze liegenden Belastung eine vergleichsweise ausserordentlich rasche und bleibende Zunahme der Dehnung, entsprechend einem Strecken, Fliessen des Stoffes. Die Spannung, bei welcher diese Erscheinung sich einzustellen beginnt, wird als Streck- oder Fliessgrenze bezeichnet [1]).

Die fortgesetzte Steigerung der Belastung führt schliesslich zum Bruche, zum Zerreissen des Stabes. Ist P_{max} der Werth, bis zu welchem P gesteigert werden musste, um den Bruch herbeizuführen, so gilt

$$K_z = \frac{P_{max}}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 6$$

als die Zugfestigkeit des Materials, bezogen auf den ursprünglichen Stabquerschnitt.

Hierbei pflegt noch festgestellt zu werden: der Querschnitt f_b an der Bruchstelle und die Länge l_b, welche ein ursprünglich l langes, die Bruchstelle ungefähr in der Mitte enthaltendes Stabstück nach dem Zerreissen besitzt.

Die erstere Grösse ergiebt in

$$\psi = 100\,\frac{f - f_b}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 7$$

die Querschnittsverminderung des zerrissenen Stabes an der Bruchstelle in Hunderttheilen des ursprünglichen Stabquerschnittes, auch Kontraktion oder Einschnürung genannt, sofern eine solche vorhanden ist.

Die zweite Grösse liefert in

$$\varphi = 100\,\frac{l_b - l}{l} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 8$$

die Dehnung des zerrissenen Stabes in Hunderttheilen der ursprünglichen Stabstrecke, welche der Messung unterworfen worden ist.

Wird der mit P belastete und dabei um λ gedehnte Stab entlastet, so wird er die erlittene Formänderung im Allgemeinen nicht vollständig wieder verlieren. Es wird sich ein Theil von λ, etwa λ', als bleibende Längenänderung oder Dehnungsrest ergeben, entsprechend einer sich wieder verlierenden Längenänderung $\lambda - \lambda'$. Die Letztere ist die eigentlich elastische Dehnung, die Federung.

Unter sonst gleichen Verhältnissen fallen die Dehnungsreste λ' um so bedeutender aus, je grösser die Belastung P war. Für genügend kleine Belastungen sind sie gleich Null oder doch verschwindend klein. Die Spannung, bis zu welcher hin dies zutrifft, wird als Elasticitätsgrenze bezeichnet. Die meisten Körper erfahren übrigens schon bei verhältnissmässig kleinen Beanspruchungen bleibende Formänderungen, sodass bei Verwendung genügend weitreichender Messinstrumente oder genügend langer Probestäbe die das Gebiet der vollkommenen Elasticität einschliessende

---

[1]) Mit dieser Belastung erscheint die eigentliche Widerstandsfähigkeit eines aus solchem Material gefertigten Konstruktionstheiles in der Regel erschöpft, da grössere bleibende Formänderungen unzulässig zu sein pflegen. Von diesem Gesichtspunkte aus hat alsdann die Streck- oder Fliessgrenze für den Konstrukteur die Bedeutung einer Grenze der Widerstandsfähigkeit gegenüber Zug.

Elasticitätsgrenze der Null sich nähert. Von den üblichen Konstruktionsmaterialien ist es nur harter Stahl, wie er z. B. für Werkzeuge verwendet wird, bei dem die Dehnungsreste anfangs so klein sind, dass sie mit den heute benutzten Messinstrumenten nicht bestimmt werden können [1]).

Die Formänderung erweist sich im Allgemeinen auch als abhängig von der Zeit. Die durch eine bestimmte Belastung erzeugbare Formänderung bedarf zu ihrer Ausbildung einer gewissen, kurzen oder auch langen Zeit. Beispielsweise wird ein Stab aus hartem Werkzeugstahl schon unmittelbar nach der stetig erfolgten Belastung die überhaupt durch diese erreichbare Dehnung aufweisen, während ein belasteter Lederriemen nach Monaten, ja selbst nach Jahren noch Längenzunahmen, wenn auch immer kleiner werdende, zeigt. In Fällen letzterer Art führt die Zeit asymptotisch zum Endzustand.

Ganz das Entsprechende gilt hinsichtlich der Entlastung: Der stetig entlastete Stab nähert sich dem ursprünglichen Zustand — je nach der Art des Materials — mit verschiedener Geschwindigkeit, um so langsamer, je grösser die erlittene Formänderung war und je länger sie angedauert hatte.

Diese Erscheinung der allmählichen Ausbildung und der allmählichen Rückbildung der Formänderungen wird elastische Nachwirkung genannt.

Der Einfluss der Zeit macht sich im Allgemeinen ebenfalls geltend auf die durch die Gleichungen 6 bis 8 bestimmten Grössen.

Das Vorstehende, zunächst nur von dem auf Zug in Anspruch genommenen Stab ausgehend, gilt sinngemäss auch dann, wenn der Körper durch eine Druckkraft belastet wird; es kehren sich Formänderungen und Spannungen einfach um.

Die Druckkraft hat zur Folge: eine Verkürzung der Achse des ursprünglich l langen Stabes um λ, d. i. eine negative Dehnung von der absoluten Grösse $\varepsilon = \lambda : l$, und gleichzeitig senkrecht dazu eine Querdehnung $\varepsilon_q = \varepsilon : m$.

Die negative Dehnung in Richtung der Stabachse ist mit der negativen Spannung oder Pressung von der absoluten Grösse $\sigma = \varepsilon : \alpha$ verknüpft, sofern α den Dehnungskoeffizienten gegenüber Druck bezeichnet, d. i. diejenige Strecke, um welche ein aus dem betreffenden Material hergestellter Stab von dem Querschnitt 1 und von der Länge 1 für das Kilogramm der Belastung sich verkürzt. Für den Fall, dass diese Zahl bis zu einer gewissen Pressung unveränderlich ist, ergiebt sich in der letzteren die Proportionalitätsgrenze gegenüber Druck. An die Stelle der Streckgrenze tritt hier die Fliess- oder Quetschgrenze als diejenige Druckspannung, bei welcher das Material nach der Seite abfliesst, d. h. verhältnissmässig rasch und bleibend nachgiebt, ohne dass Zerstörung eintritt, wie dies z. B. der Fall ist bei Blei, weichem Flusseisen u. s. w. [2]).

---

[1]) Ueber die Unzulässigkeit, Elasticitätsgrenze und Proportionalitätsgrenze allgemein miteinander zu vermengen oder zu verwechseln s. „Elasticität und Festigkeit" S. 11 (1. Auflage), bezw. S. 14 (2. Auflage).

[2]) Bei den Zwecken einer Konstruktion erscheint die Widerstandsfähigkeit des Materials in der Regel erschöpft, sobald dieses Abfliessen nach der Seite beginnt. Von diesem Gesichtspunkte aus hat die Quetschgrenze für den Konstrukteur die Bedeutung einer Grenze der Widerstandsfähigkeit des Materials gegenüber Druck.

Die Belastung, bei welcher der Widerstand des gedrückten Körpers überwunden wird, dividirt durch den ursprünglichen Querschnitt, wird als Druckfestigkeit bezeichnet. Sie hängt insbesondere ab von der Länge des Körpers: sie vermindert sich mit zunehmender Länge desselben.

B. Stabförmige Körper mit gerader Achse.

I. Besondere Fälle der Beanspruchung.

1. Zug, Druck.

Die auf den Stab wirkenden äusseren Kräfte ergeben für den betrachteten Querschnitt eine Kraft P, deren Richtungslinie in die Stabachse fällt. Wirkt P drückend, so werden die Querschnittsabmessungen als so bedeutend vorausgesetzt, dass der Fall der Knickung (Ziff. 3) nicht vorliegt.

Bezeichnungen mit Bezug auf Fig. 1:

Fig. 1.

f die Grösse des fraglichen um x von der Endfläche abstehenden Querschnittes,

f_0 der kleinste Stabquerschnitt,

l die ursprüngliche Länge des Stabes,

λ die Aenderung, welche l durch die Einwirkung der Kraft P erfährt,

ε die Dehnung im Querschnitt f,

α der Dehnungskoeffizient des Stabmaterials,

$\sigma = \frac{\varepsilon}{\alpha}$ die Normalspannung im Querschnitt f,

k_z, k die zulässige Anstrengung des Materials gegenüber Zug-, bezw. Druckbeanspruchung.

Dass das Material nach Eintritt einer mehr oder minder grossen bleibenden Zusammendrückung schliesslich gewissermassen wieder „zum Stehen“ kommt, also bei der Belastung, unter der es eine Zeit lang seitlich abfloss, nicht mehr ausweicht, wie, abgesehen von allem Anderen, schon der Vorgang bei der Zugprobe eines zähen Stabes erwarten lässt, ändert nichts daran, dass die Widerstandsfähigkeit des Materials in seinem ursprünglichen Zustande mit dem Eintritt der Belastung, die das Ausweichen nach der Seite herbeiführte, in dem bezeichneten Sinne erschöpft war. Ebensowenig ändert hieran die Beobachtung, dass bei weiterer Steigerung der Belastung sich später nochmals eine sehr rasche Zunahme der Zusammendrückung einstellt. Uebrigens spielen bei so niedrigen Versuchskörpern, wie sie zu derartigen Versuchen verwendet werden müssen, die (senkrecht zur Körperachse gerichteten) Reibungskräfte an den Druckplatten eine nicht unbedeutende, die Reinheit der Erscheinungen der Druckelasticität und Druckfestigkeit beeinträchtigende Rolle, welche noch verstärkt wird durch die Schwierigkeiten, den vorzunehmenden Feinmessungen einen genügenden Genauigkeitsgrad zu sichern.

Zur vollen Klarstellung sei noch darauf hingewiesen, dass ein aus Blei, weichem Flusseisen u. dergl. bestehender Körper, indem er unter der Druckbelastung seitlich ausweicht, seinen Querschnitt vergrössert: bei Weichblei auf ein Vielfaches. Infolgedessen muss nach genügend weit vorgeschrittener Formänderung die zu weiterer Zusammendrückung erforderliche Kraft wachsen. Die am Ende einer weit getriebenen, zum grössten Theile bleibenden Formänderung beobachtete Kraft durch den ursprünglichen Querschnitt zu dividiren und in diesem Quotienten ein Mass der Widerstandsfähigkeit des Materials zu erblicken, ist natürlich unzulässig.

Ohne Rücksicht auf das Eigengewicht des Stabes, und insbesondere unter der Voraussetzung, dass die Dehnung ε (Spannung σ) in allen Punkten des Querschnittes gleich gross ist, und dass senkrecht zur Stabachse Kräfte nicht wirken, ergeben sich die Beziehungen

$$P = \sigma f \qquad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 9$$

$$P \leqq k_z f_0, \text{ bezw. } P \leqq k f_0 \qquad \ldots \ldots \quad 10$$

Für den prismatischen Stab wird

$$\lambda = \alpha l \sigma = \alpha l \frac{P}{f} \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 11$$

Soll das Eigengewicht G des senkrechten Körpers berücksichtigt werden, so ergiebt sich für denjenigen Querschnitt f_1, welcher durch dasselbe belastet wird,

$$\sigma = \frac{P + G}{f_1} \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 12$$

und

$$k_z \geqq \frac{P + G}{f_1}, \text{ bezw. } k \geqq \frac{P + G}{f_1} \qquad \ldots \ldots \quad 13$$

sowie für das Gesetz, nach welchem der Stab als Körper gleichen Widerstandes zu formen wäre,

$$f = \frac{P}{k_z} e^{\frac{\gamma x}{k_z}}, \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 14$$

sofern

e die Basis der natürlichen Logarithmen und

γ das Gewicht der Volumeneinheit des Stabmaterials

bezeichnet.

2. Biegung.

Die auf den Stab wirkenden äusseren Kräfte treffen dessen Achse rechtwinklig und geben für den betrachteten Querschnitt ein Kräftepaar, dessen Ebene senkrecht auf demselben steht.

a) Die Ebene des Kräftepaares schneidet den Querschnitt in einer der beiden Hauptachsen.

Bezeichnungen:

M_b das Moment des biegenden Kräftepaares hinsichtlich des in Betracht gezogenen Querschnittes,

Θ das Trägheitsmoment des Letzteren in Bezug auf diejenige Hauptachse, welche senkrecht zur Ebene des Kräftepaares steht (Nullachse),

σ die durch M_b hervorgerufene Normalspannung im Abstande η von derselben Hauptachse, positiv für die gezogenen und negativ für die gedrückten Fasern,

e_1 der grösste positive Werth von η (Abstand der am stärksten gezogenen Faser),

e_2 der grösste negative Werth von η (Abstand der am stärksten gedrückten Faser),

k_z, k die zulässige Anstrengung gegenüber Zug, bezw. Druck,

x und y die Koordinaten eines beliebigen Punktes der elastischen Linie, derart, dass die x-Achse mit der ursprünglich geraden Stabachse zusammenfällt,

ρ der Krümmungshalbmesser der elastischen Linie in dem durch x und y bestimmten Punkte,

α der Dehnungskoeffizient.

Dann ist unter Voraussetzungen, bezüglich welcher auf § 20 der „Elasticität und Festigkeit“ verwiesen sei,

$$M_b = \frac{\Theta}{\alpha \rho} \quad \text{oder} \quad \frac{1}{\rho} = \alpha \frac{M_b}{\Theta} = \infty \pm \frac{d^2 y}{d x^2}, \quad \text{15}$$

$$M_b = \sigma \frac{\Theta}{\eta}, \quad \text{16}$$

$$k_z \geqq \frac{M_b}{\Theta} e_1 \quad \text{und} \quad k \geqq \frac{M_b}{\Theta} e_2 \quad \text{17}$$

Wird nicht mit k_z, bezw. k, sondern mit k_b als zulässiger Biegungsanstrengung gerechnet, was z. B. für Gusseisen und Holz nothwendig erscheint, und hierbei unter e der Abstand der am stärksten beanspruchten Faser verstanden, so gilt

$$M_b \leqq k_b \frac{\Theta}{e} \quad \text{18}$$

Zusammenstellung von Trägheitsmomenten.

Querschnittsform	Trägheitsmoment Θ	Schwerpunktsabstand	Grösse des Querschnittes f
(Kreis, d, e)	$\frac{\pi}{64} d^4$	$e = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi}{4} d^2$
(Kreisring, d, d_0, e)	$\frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4)$	$e = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)$
(Ellipse, $2b$, $2a$, e)	$\frac{\pi}{4} a^3 b$	$e = a$	$\pi a b$

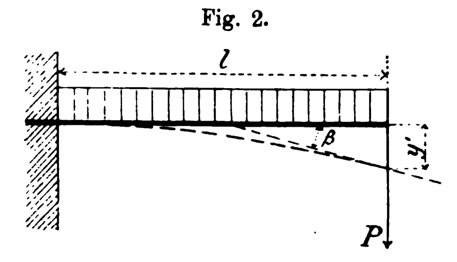
Querschnittsform	Trägheitsmoment Θ	Schwerpunktsabstand	Grösse des Querschnittes f
	$\frac{\pi}{4}(a^3 b - a_0^3 b_0)$	$e = a$	$\pi (a b - a_0 b_0)$
	$\frac{5\sqrt{3}}{16} b^4 = 0{,}54\, b^4$	$e = 0{,}866\, b$	$\frac{3\sqrt{3}}{2} b^2 = 2{,}6 b^2$
	$0{,}54\, b^4$	$e = b$	$2{,}6\, b^2$
	$\frac{1}{12} b h^3$	$e = \frac{h}{2}$	$b h$
	$\frac{1}{12}(b h^3 - b_0 h_0^3)$	$e = \frac{h}{2}$	$b h - b_0 h_0$
	$\frac{B e_1^3 - B_0 h_1^3 + b e_2^3 - b_0 h_2^3}{3}$	$e_1 = \frac{s h^2 + B_0 s_1^2 + b_0 s_2 (2h - s_2)}{2 (s h + B_0 s_1 + b_0 s_2)}$	$s h + B_0 s_1 + b_0 s_2$
	$\frac{B e_1^3 - B_0 (e_1 - s_1)^3 + s e_2^3}{3}$	$e_1 = \frac{1}{2} \frac{s h^2 + B_0 s_1^2}{s h + B_0 s_1}$	$s h + B_0 s_1$

Querschnittsform	Trägheitsmoment Θ	Schwerpunktsabstand	Grösse Quersch f
	$\frac{1}{12}[h^3 s + (b_1 - s) s^3]$	$e = \frac{h}{2}$	$hs + (b_1$
	$\frac{1}{36} b h^3$	$e_1 = \frac{h}{3}$ $e_2 = \frac{2}{3} h$	$\frac{1}{2} b$
	$\frac{1}{36} \frac{b^2 + 4 b b_1 + b_1^2}{b + b_1} h^3$	$e_1 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}$ $e_2 = \frac{2b + b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}$	$\frac{b +}{2}$
	$0,0069\, d^4$	$e_1 = 0,212\, d$ $e_2 = 0,288\, d$	$\frac{\pi}{8} d$

Besondere Belastungsarten.

α. Prismatische Körper.

Fig. 2.



Der Stab ist an dem einen Ende eingespannt, am freien Ende mit P b
Ausserdem trägt derselbe eine gleichmässig über seine Länge vertheilte Last Q
Es beträgt

$$max\,(M_b) = \left(P + \frac{Q}{2}\right) l \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

für die Einspannstelle;

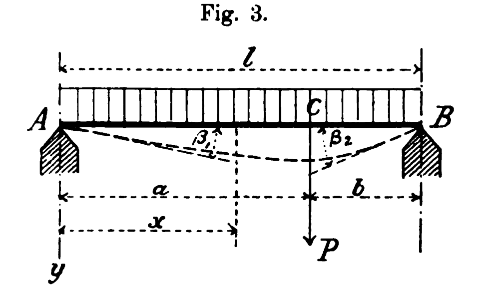
die Durchbiegung am freien Ende

$$y' = \frac{\alpha}{\Theta}\left(\frac{P}{3} + \frac{Q}{8}\right) l^3 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

l der **Neigungswinkel** der elastischen Linie daselbst gegen die ursprünglich gerechte Stabachse

$$\beta = \frac{\alpha}{2\Theta}\left(P + \frac{Q}{3}\right) l^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 21$$

Fig. 3.



Der Stab liegt beiderseits auf Stützen. Er ist belastet durch die gleichmässig)er ihn vertheilte Last $Q = p\,l$ und durch die im Punkte C angreifende Kraft P; $a > b$. Das biegende Moment erlangt seinen Grösstwerth,

1. wenn $\frac{P}{Q} \geqq \frac{a-b}{2\,b}$, für den Querschnitt in C, und zwar beträgt derselbe

$$max\,(M_b) = \left(P + \frac{Q}{2}\right)\frac{a\,b}{l}; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 22$$

2. wenn $\frac{P}{Q} < \frac{a-b}{2b}$, für $x = \frac{P}{Q}\,b + \frac{l}{2}$,

$$max\,(M_b) = \left(P\frac{b}{l} + \frac{Q}{2}\right)^2 \frac{l}{2\,Q} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 23$$

Für

$$Q = 0 \text{ und } a = b = \frac{l}{2}$$

ird

$$max\,(M_b) = \frac{Pl}{4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 24$$

ıd für

$$P = 0$$

$$max\,(M_b) = \frac{Q\,l}{8} = \frac{p\,l^2}{8} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 25$$

Die **Durchbiegung** in C beträgt

$$y = \left(P + \frac{l^2 + a\,b}{8\,a\,b}\,Q\right)\frac{a^2\,b^2}{3\,l}\,\frac{\alpha}{\Theta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 26$$

ıd für $a = b = \frac{l}{2}$

$$y' = \left(P + \frac{5}{8}\,Q\right)\frac{\alpha}{\Theta}\,\frac{l^3}{48} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 27$$

Der **Neigungswinkel** der elastischen Linie in den Punkten A und B ergiebt :h zu

$$\beta_1 = \left(P\,\frac{a\,b\,(a + 2\,b)}{6\,l} + \frac{Q\,l^2}{24}\right)\frac{\alpha}{\Theta}, \quad \ldots\ldots \quad 28$$

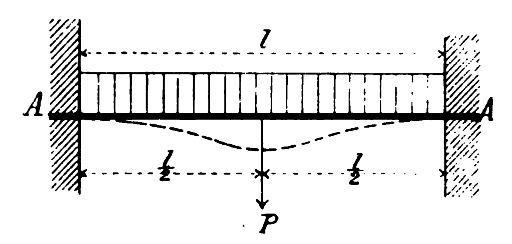
bezw.

$$\beta_2 = \left(P \frac{a\,b\,(2a + b)}{6\,l} + \frac{Q\,l^2}{24}\right) \frac{\alpha}{\Theta}, \quad \ldots \ldots \quad 29$$

woraus für $a = b = \frac{l}{2}$

$$\beta_1 = \beta_2 = \left(P + \frac{2}{3} Q\right) \frac{\alpha}{\Theta} \frac{l^2}{16} \quad \ldots \ldots \quad 30$$

Fig. 4.



Der Stab ist beiderseits wagrecht eingespannt [1]) und belastet durch die gleichmässig über ihn vertheilte Last $Q = p\,l$, sowie durch die in der Mitte angreifende Kraft P.

Das biegende Moment im Einspannungsquerschnitt bei A (links und rechts) beträgt

$$M_b = \frac{P\,l}{8} + \frac{Q\,l}{12} \quad \ldots \ldots \quad 31$$

und für die Stabmitte

$$M_b = \frac{P\,l}{8} + \frac{Q\,l}{24} \quad \ldots \ldots \quad 32$$

Die Durchbiegung in letzterer findet sich zu

$$y' = \left(P + \frac{Q}{2}\right) \frac{\alpha}{\Theta} \frac{l^3}{192} \quad \ldots \ldots \quad 33$$

Für $Q = 0$ wird in den Einspannungsquerschnitten bei A und in der Stabmitte

$$max\,(M_b) = \frac{P\,l}{8}, \quad \ldots \ldots \quad 34$$

während für $P = 0$

$$max\,(M_b) = \frac{Q\,l}{12} = \frac{p\,l^2}{12} \quad \ldots \ldots \quad 35$$

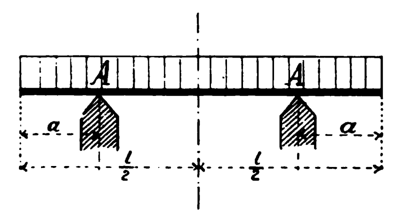
in den zwei Einspannungsquerschnitten bei A eintritt.

In der Stabmitte ist die unterste Faser die am stärksten gezogene, an den Einspannungsquerschnitten dagegen die oberste Faser.

---

[1]) In Wirklichkeit pflegt die Einspannung eine nur unvollkommene, also die Anstrengung eine grössere in dem mittleren Stabquerschnitt zu sein, als Gl. 32 und 34 liefern. (Vergl. § 53 in „Elasticität und Festigkeit".)

Fig. 5.



Der Stab ist nach Massgabe der Fig. 5 gestützt und mit p auf die Längeneinheit belastet.

Das biegende Moment in A ist

$$\frac{pa^2}{2}$$

und in der Stabmitte

$$\frac{p}{2}\left[\left(\frac{l}{2}-a\right)^2-a^2\right].$$

Beide werden gleich gross für

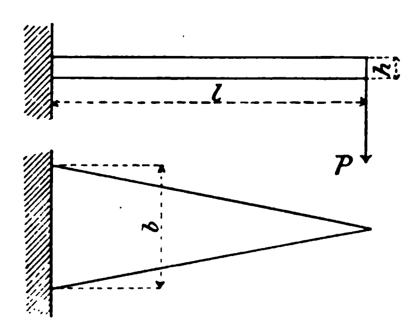
$$a = 0{,}207\, l$$

und zwar

$$\mathrm{M}_b = 0{,}0215\, pl^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 36$$

β. Körper von gleichem Widerstande.

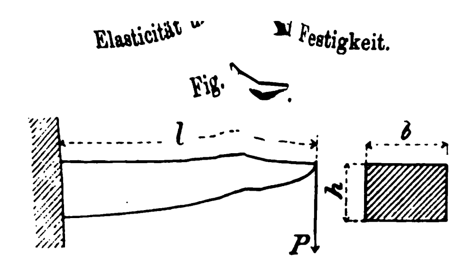
Fig. 6.



Für den **Dreieckskörper** mit der konstanten Höhe h und der Breite b im Einspannungsquerschnitt (Dreiecksfeder), sodass hier $\Theta = \frac{1}{12} b h^3$, ist die Durchbiegung am freien belasteten Ende

$$y' = \frac{1}{2}\alpha\frac{Pl^3}{\Theta} = 6\alpha\frac{Pl^3}{bh^3} = \alpha k_b \frac{l^2}{h} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 37$$

Der **prismatische Stab** von den Abmessungen b und h ergiebt nach Gl. 20 $y' = 4\alpha\frac{Pl^3}{bh^3}$, d. i. um ein Drittel weniger.



Für den parabolischen Körper mit der konstanten Breite b und der Höhe h im Einspannungsquerschnitt, sodass hier $\Theta = \frac{1}{12} b h^3$, beträgt die Durchbiegung am freien Ende

$$y' = \frac{2}{3} \alpha \frac{P l^3}{\Theta} = 8 \alpha \frac{P l^3}{b h^3} = \frac{4}{3} \alpha k_b \frac{l^2}{h} \quad \ldots \ldots \quad 38$$

Der b und h entsprechende prismatische Stab würde sich nur um die Hälfte dieser Strecke durchbiegen.

b. Die Ebene des Kräftepaares enthält keine der beiden Hauptachsen in sich.

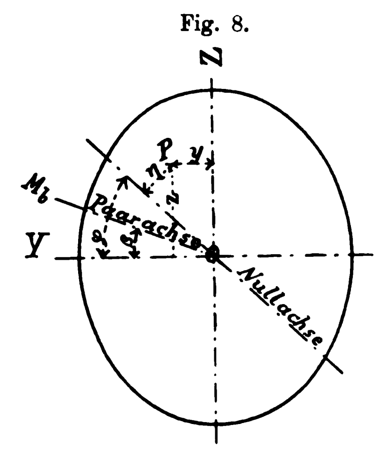


Fig. 8.

Es seien (Fig. 8)

OY und OZ die beiden Hauptachsen des Querschnittes,

Θ_y, Θ_z das Trägheitsmoment des Querschnittes in Bezug auf die OY-, bezw. OZ-Achse,

OM_b die Achse des biegenden Kräftepaares vom Moment M_b,

β der Winkel, welchen diese Paarachse mit der OY-Achse einschliesst,

φ der Winkel, welchen die Nullachse mit der OY-Achse bildet,

η der Abstand eines beliebigen Querschnittspunktes P von der Nullachse,

y, z die Koordinaten desselben Punktes, bezogen auf die beiden Hauptachsen als Koordinatenachsen,

σ die durch M_b in P wachgerufene Normalspannung.

Dann ist

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Theta_y}{\Theta_z} \operatorname{tg} \beta, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 39$$

$$\sigma = M_b \left(\frac{z \cos \beta}{\Theta_y} - \frac{y \sin \beta}{\Theta_z} \right) = \eta M_b \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\Theta_y^2} + \frac{\sin^2 \beta}{\Theta_z^2}} \quad \ldots \quad 40$$

Massgebend wird derjenige Punkt P des Querschnittes, in welchem die grösste Anstrengung des Materials stattfindet.

3. Knickung.

Besitzt ein auf Druck beanspruchter Stab im Vergleich zu seinen Querschnittsabmessungen eine bedeutende Länge, so muss mit Rücksicht darauf, dass die Achse bei längeren Stäben keine gerade Linie bildet, dass das Material nicht vollkommen

gleichartig, ferner sein Zustand nicht an allen Stellen der gleiche ist und da ausserdem die Druckkraft nicht ganz genau mit der Stabachse zusammenfällt, eine Aus- oder Durchbiegung des Stabes eintreten, ganz abgesehen davon, dass dieser auch noch mehr oder minder erheblichen seitlichen Einwirkungen ausgesetzt zu sein pflegt. Solche Stäbe sind gegenüber Knickung widerstandsfähig zu gestalten.

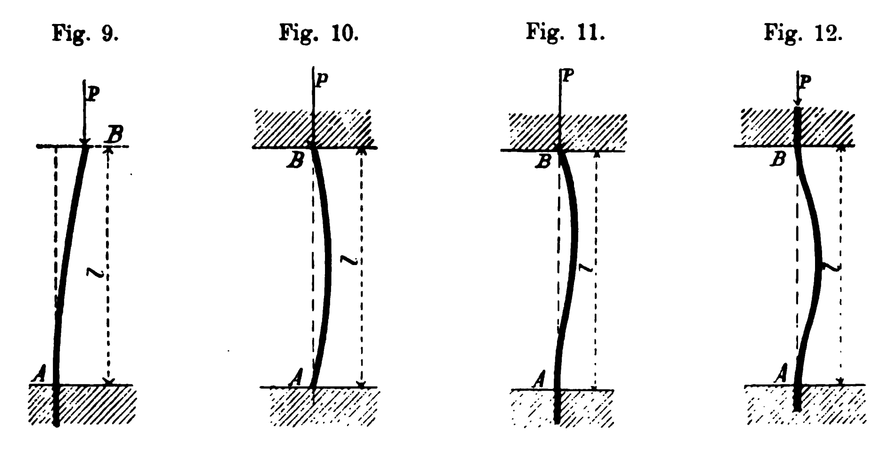


Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12.

Mit Bezug auf die Fig. 9 bis 12 bezeichne

P die in der Richtung der Stabachse wirkende Kraft,

Θ das der Biegung gegenüber in Betracht kommende Trägheitsmoment des Stabquerschnittes (in der Regel das kleinere der beiden Hauptträgheitsmomente),

l die Länge des Stabes,

α den Dehnungskoeffizienten,

$\mathfrak{S}$ eine mit Rücksicht auf die besonderen Verhältnisse der gerade vorliegenden Aufgabe zu wählende Zahl (Sicherheitskoeffizient, vergl. Elasticität und Festigkeit § 25).

Dann ist im Falle

der Fig. 9 (Stab am Ende A eingespannt, am andern Ende frei beweglich)

$$P = \frac{\pi^2}{4\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 41$$

der Fig. 10 (Stab ist gezwungen, mit seinen sonst frei beweglichen Enden A und B in der Richtung der ursprünglichen Stabachse zu bleiben)

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 42$$

der Fig. 11 (Stab am Ende A eingespannt [1]), am andern Ende zwar beweglich, jedoch gezwungen, in der Linie AB zu bleiben)

$$P = \frac{2\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 43$$

der Fig. 12 (Stab an beiden Enden so eingeklemmt, dass bei Ausbiegung die Gerade AB Tangente in den Punkten A und B der elastischen Linie bleibt [1])

$$P = \frac{4\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 44$$

---

[1]) Vergl. Fussbemerkung S. 12.

4. Schub.

Die auf den Stab wirkenden äusseren Kräfte ergeben für den in Betracht gezogenen Querschnitt eine in die Ebene des Letzteren fallende und die Stabachse schneidende Kraft.

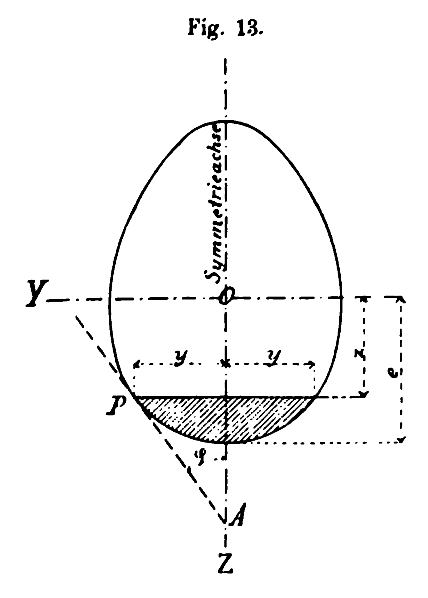


Fig. 13.

Es bedeutet (Fig. 13)

S die Schubkraft, welche in der Richtung der Symmetrieachse des Querschnitts wirkt,

f die Grösse des Letzteren,

Θ das Trägheitsmoment des Querschnitts in Bezug auf diejenige Schwerpunktsachse, welche zu S senkrecht steht,

$2y$ die Breite des Querschnitts im Abstande z von dieser Achse,

φ den Winkel, welchen die Tangente PA im Umfangspunkt P, der im Abstand z gelegen ist, mit der Richtung von S einschliesst,

$M_z = \int_z^e 2yz\,dz$ das statische Moment der zwischen den Abständen z und e gelegenen (in der Figur durch Strichlage hervorgehobenen) Fläche des Querschnitts hinsichtlich OY,

τ die Schubspannung, welche im Punkte P durch S hervorgerufen wird und stets paarweise auftritt: im Querschnitt und senkrecht dazu,

τ_{max} die grösste im Querschnitt auftretende Schubspannung,

k_s die zulässige Anstrengung des Materials bei Inanspruchnahme auf Schub.

Dann gilt

$$\tau = \frac{S}{2y\cos\varphi}\,\frac{M_z}{\Theta} \quad \ldots\ldots\ldots\ 45$$

$$\tau_{max} \leqq k_s \quad \ldots\ldots\ldots\ 46$$

Für den rechteckigen Querschnitt mit der Breite $b = 2y$ und der Höhe h

$$\tau = \frac{3}{2}\,\frac{S}{bh}\left[1 - \left(z : \frac{h}{2}\right)^2\right], \quad \ldots\ldots\ 47$$

woraus für $z = o$, d. i. in der Mitte (Nullachse)

$$\tau_{max} = \frac{3}{2}\,\frac{S}{bh} = \frac{3}{2}\,\frac{S}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ 48$$

Bei kreisförmigem Querschnitt vom Durchmesser $d = 2r$ findet sich

$$\tau = \frac{4}{3}\,\frac{S}{f}\sqrt{1 - \left(\frac{z}{r}\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ 49$$

und für $z = o$, also in der Mitte (Nullachse)

$$\tau_{max} = \frac{4}{3}\,\frac{S}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ 50$$

Für **kreisringförmigen** Querschnitt vom mittleren Durchmesser d_m und der Wandstärke s ergiebt sich unter der Voraussetzung, dass s verhältnissmässig klein gegenüber d_m ist, für die Mitte

$$\tau_{max} = 2 \frac{S}{\pi d_m s} = 2 \frac{S}{f} \quad \text{. . . . . 51}$$

Häufig wird einfach nach

$$S \leqq k_s f \quad \text{. . . . . 52}$$

gerechnet, entsprechend der Auffassung

$$\tau = \frac{S}{f}, \quad \text{. . . . . 53}$$

was gegenüber den Gleichungen 48, 50 und 51 auf einen Unterschied von 50, bezw. 33⅓ und bezw. 100% hinauskommt.

5. Drehung.

Die auf den prismatischen Körper wirkenden äusseren Kräfte ergeben für den betrachteten Querschnitt ein Kräftepaar, dessen Ebene senkrecht zur Stabachse steht. Es bezeichne

M_d das Moment des drehenden Kräftepaares,

τ die Schubspannung in einem beliebigen Punkte des Querschnittes, welche stets paarweise auftritt: im Querschnitt und senkrecht dazu (vergl. § 30 der „Elasticität und Festigkeit", sowie die letzte Figur in § 32 daselbst),

τ_{max} die grösste im Querschnitt auftretende Schubspannung,

k_d die zulässige Anstrengung des Materials gegenüber der Drehungsbeanspruchung,

β den Schubkoeffizienten [1] $= 2 \frac{m+1}{m} \alpha = 2{,}6\, \alpha$, sofern $m = \frac{10}{3}$ gesetzt wird, als unveränderlich vorausgesetzt, wie dies bei α der Fall (vergl. S. 3),

---

[1] Die Formänderung, welche ein Körperelement unter Einwirkung äusserer Kräfte erfährt, besteht im Allgemeinen aus Längen- und aus Winkeländerungen. Die Ersteren werden jeweils durch die Dehnung ε gemessen, welche mit der in ihrem Gefolge auftretenden Normalspannung σ in dem Zusammenhange

$$\varepsilon = \alpha \sigma$$

steht (S. 2, Gl. 5). Die Letzteren werden bestimmt durch die Schiebung, d. h. durch die Aenderung des rechten Winkels (in Bogenmass ausgedrückt) zweier ursprünglich senkrecht zu einander stehenden Flächenelemente. Diese Aenderung ist auch gleich der Strecke, um welche sich zwei um 1 voneinander abstehende Flächenelemente gegeneinander verschoben haben (daher die Bezeichnung „Schiebung" für die Winkeländerung). Mit einer solchen Schiebung oder Winkeländerung γ tritt jeweils paarweise die Schubspannung τ auf (in den zwei ursprünglich senkrecht zu einander stehenden Flächenelementen, deren rechter Winkel sich um γ geändert hat). Beide Grössen stehen zu einander in der Beziehung

$$\gamma = \beta \tau,$$

worin der **Schubkoeffizient** β **diejenige Strecke bezeichnet, um welche sich zwei um 1 voneinander abstehende Flächenelemente unter Einwirkung der Schubspannung von 1 kg gegeneinander verschieben, oder auch denjenigen Winkel, um welchen unter der gleichen Einwirkung der rechte Winkel zweier ursprünglich senkrecht zu einander stehenden Flächenelemente sich ändert.**

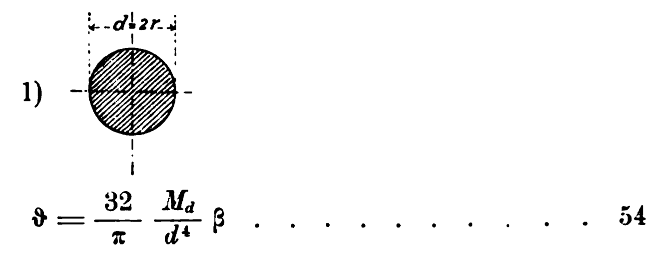
Hieraus erhellt, dass der Schubkoeffizient β zur Schubspannung τ und der zugehörigen Formänderung (Schiebung) γ in derselben Beziehung steht, wie der Dehnungskoeffizient α zur Normalspannung σ und der mit dieser verknüpften Formänderung (Dehnung) ε.

ϑ den verhältnissmässigen Drehungswinkel, d. h. den Winkel, um welchen sich das Hauptachsenkreuz eines Stabquerschnittes gegenüber demjenigen des um 1 davon abstehenden Querschnittes unter der Einwirkung von M_d verdreht,

l die Länge des Stabes.

Dann gilt Folgendes für die einzelnen Querschnitte.

1)



$$\vartheta = \frac{32}{\pi} \frac{M_d}{d^4} \beta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 54$$

In den Umfangspunkten des Querschnittes

$$M_d = \tau_{max} \frac{\pi}{16} d^3, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 55$$

im Abstand ρ von der Achse

$$\tau = \tau_{max} \frac{\rho}{r} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 56$$

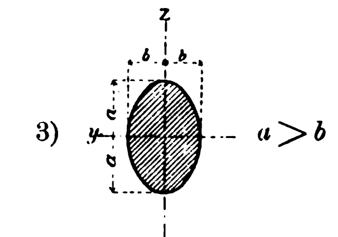
2)

$$\vartheta = \frac{32}{\pi} \frac{M_d}{d^4 - d_0^4} \beta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 57$$

In den Punkten des äusseren Umfanges

$$M_d = \tau_{max} \frac{\pi}{16} \frac{d^4 - d_0^4}{d} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 58$$

3)



$$\vartheta = \frac{1}{\pi} M_d \frac{a^2 + b^2}{a^3 b^3} \beta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 59$$

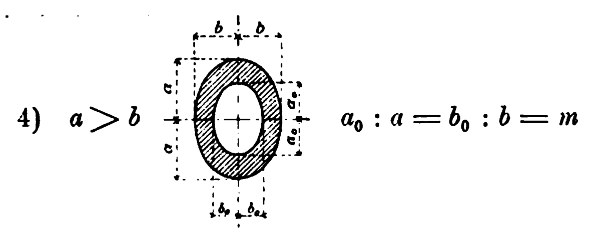
Es war bisher in der Literatur üblich, nicht mit der vorstehend gekennzeichneten **Erfahrungszahl** β, sondern mit dem reziproken Werth $\frac{1}{\beta}$ zu rechnen und für diesen den Namen „**Schubelasticitätsmodul**“ einzuführen. Dieser Begriff ist der Anschauung unzugänglich, während derjenige des Schubkoeffizienten das thatsächliche Verhalten des Materials zum Ausdruck bringt, also durchaus anschaulich ist, auch in geradem Verhältnisse zur Formänderung steht. Im Uebrigen sei auf die Fussbemerkung S. 2 und 3, sowie auf § 29 der „Elasticität und Festigkeit“ verwiesen.

In dem beliebigen Querschnittspunkte y, z

$$\tau = \frac{2}{\pi} \frac{M_d}{a^3 b^3} \sqrt{a^4 y^2 + b^4 z^2}, \quad \ldots \ldots \quad 60$$

und in den Endpunkten der kleinen Achse

$$M_d = \tau_{max} \frac{\pi}{2} a b^2 \quad \ldots \ldots \quad 61$$

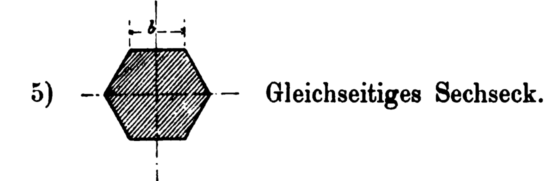


4) $a > b$ $a_0 : a = b_0 : b = m$

$$\vartheta = \frac{1}{\pi} M_d \frac{a^2 + b^2}{a^3 b^3 (1 - m^4)} \beta \quad \ldots \ldots \quad 62$$

In den Endpunkten der kleinen Achse $2b$

$$M_d = \tau_{max} \frac{\pi}{2} \frac{a b^3 - a_0 b_0^3}{b} \quad \ldots \ldots \quad 63$$



5) Gleichseitiges Sechseck.

$$\vartheta = 0{,}967\, M_d \frac{1}{b^4} \beta \quad \ldots \ldots \quad 64$$

In den Mitten der Seiten

$$M_d = \tau_{max} \frac{1}{1{,}09} b^3 \quad \ldots \ldots \quad 65$$

6) $h > b$

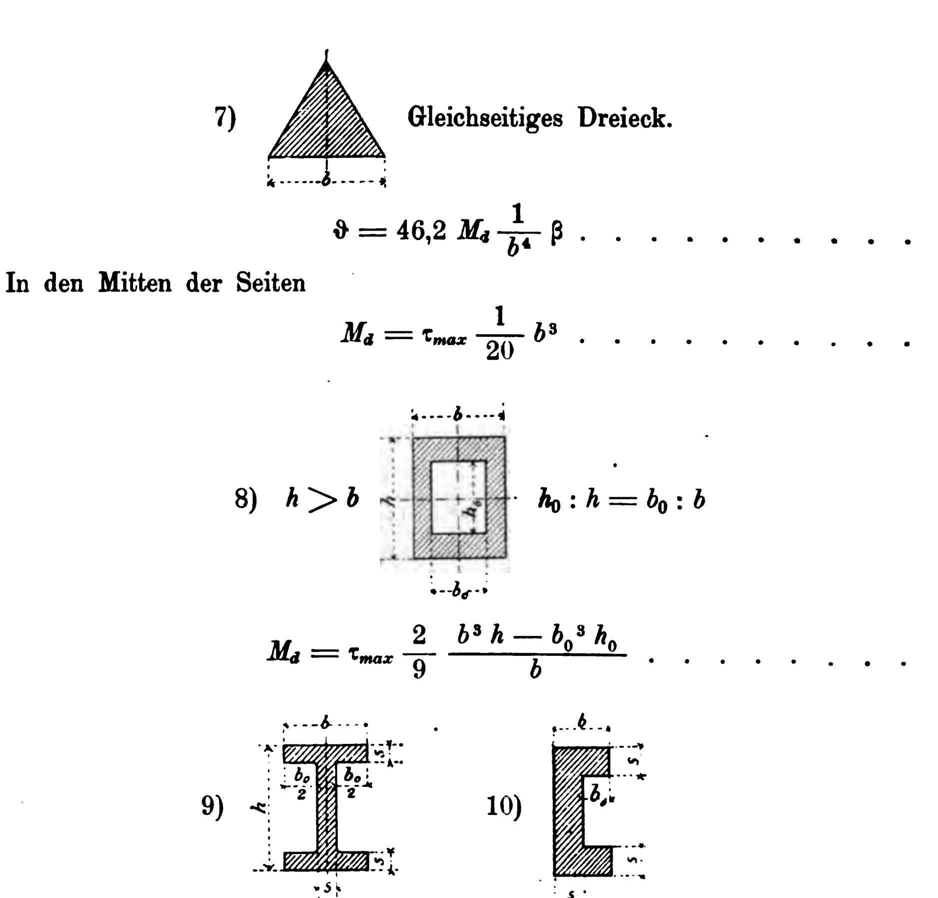
$$\vartheta = 3{,}6\, M_d \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \beta \quad \ldots \ldots \quad 66$$

In den Mitten der langen Seiten

$$M_d = \tau_{max} \frac{2}{9} b^2 h \quad \ldots \ldots \quad 67$$

In dem beliebigen Punkte y, z

$$\left.\begin{aligned} \tau_y &= 2\, \tau_{max} \frac{1}{b} \left[1 - \left(\frac{2z}{h}\right)^2\right] y \\ \tau_z &= 2\, \tau_{max} \frac{b}{h^2} \left[1 - \left(\frac{2y}{b}\right)^2\right] z \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \quad 68$$



7) Gleichseitiges Dreieck.

$$\vartheta = 46{,}2\, M_d \frac{1}{b^4}\, \beta \text{ . . . .}$$

In den Mitten der Seiten

$$M_d = \tau_{max} \frac{1}{20} b^3 \text{ . . . .}$$

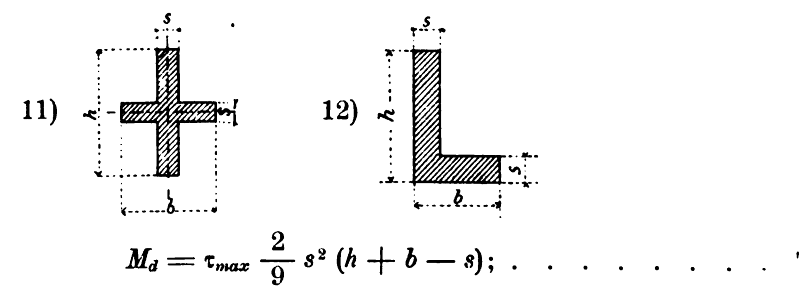
8) $h > b$ $\quad h_0 : h = b_0 : b$

$$M_d = \tau_{max} \frac{2}{9} \frac{b^3 h - b_0{}^3 h_0}{b} \text{ . . . .}$$

9) 10)

$$M_d = \tau_{max} \frac{2}{9} s^2 (h + 2\, b_0), \text{ . . . .}$$

wobei für den Querschnitt 10 vorausgesetzt ist, dass $s \geqq \frac{h}{5}$ und b_0 nicht erhebli grösser als s ist.



11) 12)

$$M_d = \tau_{max} \frac{2}{9} s^2 (h + b - s); \text{ . . . .}$$

hierbei ist in Bezug auf den Querschnitt 12 vorausgesetzt, dass

$$s \geqq \frac{h}{5}.$$

In allen Fällen muss

$$\tau_{max} \leqq k_d$$

sein.

Besondere Beachtung verdient unter Umständen der Einfluss der eintretenden Querschnittswölbung. (S. „Elasticität und Festigkeit" § 34, Ziff. 3.)

Die bei Verwendung von Gusseisen für k_d angegebenen Werthe schliessen diesen Einfluss bereits in sich (a. a. O., § 36).

6. Zug (Druck) und Biegung.

Die auf den Stab wirkenden äusseren Kräfte ergeben für den in Betracht gezogenen Querschnitt eine in die Stabachse fallende Kraft P und ein Kräftepaar vom Momente M_b, dessen Ebene den Querschnitt senkrecht schneidet.

Für einen beliebigen Punkt des Querschnittes liefert P eine nach Ziff. 1 zu ermittelnde Normalspannung. Gleiche Wirkung hat M_b, wobei auf Ziff. 2 Gleichung 16 oder 40 zurückzugreifen ist. Enthält die Ebene des Kräftepaares die eine der beiden Hauptachsen des Querschnittes in sich, so findet sich die durch M_b im Abstande η von der anderen Hauptachse hervorgerufene Normalspannung nach Gl. 16 zu $\frac{M_b}{\Theta}\eta$ und damit die resultirende Normalspannung in diesem Punkte

$$\sigma = \frac{M_b}{\Theta}\eta \pm \frac{P}{f}, \qquad 74$$

wobei das obere Vorzeichen gilt, wenn P ziehend, und das untere, wenn P drückend wirkt.

Besteht der Stab aus einem Material, für welches die zulässige Biegungsanstrengung k_b sich wesentlich von der zulässigen Zuganstrengung k_z unterscheidet, wie dies z. B. bei Gusseisen der Fall ($k_z < k_b < k$), so bedürfen die unter Berücksichtigung der Gl. 18 folgenden Beziehungen

$$\frac{P}{f} + \frac{M_b}{\Theta} e \leqq k_b \quad \text{oder} \quad \frac{P}{f} + \frac{M_b}{\Theta} e \leqq k_z$$

noch der Ergänzung durch einen Koeffizienten

$$\beta_0 = \frac{k_b}{k_z}, \qquad 75$$

derart, dass zu benützen ist

$$\beta_0 \frac{P}{f} + \frac{M_b}{\Theta} e \leqq k_b \quad \text{oder} \quad \frac{P}{f} + \frac{1}{\beta_0}\frac{M_b}{\Theta} e \leqq k_z, \qquad 76$$

Für Holz ist $k_z > k_b > k$. Sinngemäss gilt dann hiermit

$$\beta_0 = \frac{k_b}{k} \qquad 75a$$

$$\beta_0 \frac{P}{f} + \frac{M_b}{\Theta} e \leqq k_b \quad \text{oder} \quad \frac{P}{f} + \frac{1}{\beta_0}\frac{M_b}{\Theta} e \leqq k. \qquad 76a$$

Wirkt P auf einen schlanken Stab drückend, so kann der Fall der Knickung (Ziff. 3) in Frage kommen. (Vergl. „Elasticität und Festigkeit" § 45, Ziff. 2.)

7. Schub und Drehung.

Die äusseren Kräfte liefern für den betrachteten Querschnitt eine Schubkraft S, wie unter Ziff. 4, und ein drehendes Moment M_d, wie unter Ziff. 5. In einem be-

liebigen Element des Querschnittes erzeugt S die Schubspannung τ_s und M_d die Schubspannung τ_d. Die Resultante τ aus τ_s und τ_d ergiebt die Inanspruchnahme in dem betreffenden Querschnittselemente; sie darf an keiner Stelle die zulässige Anstrengung überschreiten. Bei Wahl der Letzteren ist zu beachten, dass τ nicht bloss in dem Querschnitt, sondern auch senkrecht dazu auftritt.

8. Zug (Druck) und Drehung.

Die auf den Stab wirkenden äusseren Kräfte ergeben für den in Betracht gezogenen Querschnitt eine Achsenkraft P, wie unter Ziff. 1, und ein drehendes Moment M_d, wie unter Ziff. 5.

Die Zugkraft P ruft eine nach Gl. 9 zu ermittelnde Normalspannung σ wach, M_d dagegen eine aus den unter Ziff. 5 gegebenen Gleichungen zu berechnende Schubspannung τ, deren grösster Werth massgebend ist. Mit demselben folgt sodann die resultirende Anstrengung

$$\frac{m-1}{2\,m}\,\sigma + \frac{m+1}{2\,m}\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2} \leqq k_z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 77$$

worin

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{\frac{m+1}{m}\,k_d} = \frac{\text{zulässige Zuganstrengung}}{\frac{m+1}{m}\,.\,\text{zulässige Drehungsanstrengung}} \quad . \quad . \quad 78$$

und mit $m = \frac{10}{3}$

$$k_z \geqq 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 79$$

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 80$$

Der Koeffizient α_0, das Verhältniss der zulässigen Anstrengungen für den gerade vorliegenden Fall, hat die Aufgabe, dem Umstande Rechnung zu tragen, dass die zulässige Schubspannung zur zulässigen Normalspannung nicht immer in dem Verhältnisse $m : (m+1)$ steht, was z. B. der Fall sein wird beim Mangel allseitiger Gleichartigkeit (Isotropie) des Materials, oder wenn diese genügend vollkommen vorhanden ist, dann, wenn die gleichzeitig auftretenden Normalspannungen und Schubspannungen nicht gleichartig sind [1]).

Wirkt P nicht ziehend, sondern drückend, so müssen die Forderungen:

$$k \geqq 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 81$$

$$\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k_d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 82$$

und

$$k_z \geqq -\,0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 83$$

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 84$$

in denen σ nur mit seiner absoluten Grösse einzuführen ist, befriedigt sein.

---

[1]) Ueber das Anstrengungsverhältniss α_0 vergl. auch: „Elasticität und Festigkeit“ § 48.

Je nach der Länge des gedrückten Stabes kann Rücksichtnahme auf Knickung (Ziff. 3) nothwendig werden.

9. Biegung und Drehung.

Die äusseren Kräfte ergeben für den in Betracht gezogenen Querschnitt ein biegendes Moment M_b, wie unter Ziff. 2, und ein drehendes Moment M_d, wie unter Ziff. 5. In einem beliebigen Punkte des Querschnitts ruft M_b eine nach Gl. 16 oder 40 zu bestimmende Normalspannung σ und M_d eine nach Massgabe des unter Ziff. 5 Bemerkten zu ermittelnde Schubspannung τ wach.

Dann ist die Beziehung

$$k_b \geqq 0{,}35\, \sigma + 0{,}65 \sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\, \tau)^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 85$$

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 86$$

zu befriedigen, wobei σ und τ für denjenigen Punkt einzuführen sind, für welchen die rechte Seite der Gl. 85 zum Grösstwerth wird.

10. Zug (Druck) und Schub.

Die äusseren Kräfte geben für den betrachteten Querschnitt eine Achsenkraft P, wie unter Ziff. 1, und eine Schubkraft S, wie unter Ziff. 4.

Die Zugkraft P erzeugt die aus Gl. 9 zu berechnende Normalspannung σ, während S die nach Gl. 45 festzustellende Schubspannung wachruft.

Dann gilt die Beziehung 79 mit

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\, k_s} = \frac{\text{zulässige Zuganstrengung}}{1{,}3 \text{ zulässige Schubanstrengung}} \quad \ldots\ldots \quad 87$$

Wirkt P drückend, so müssen die Beziehungen 81 und 83 mit

$$\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\, k_s}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 88$$

bezw.

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\, k_s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 89$$

befriedigt sein.

Hierbei ist für τ die grösste im Querschnitt auftretende Schubspannung einzuführen.

11. Biegung und Schub.

Die äusseren Kräfte liefern für den betrachteten Querschnitt ein biegendes Moment M_b, wie unter Ziff. 2, und eine Schubkraft S, wie unter Ziff. 4.

In einem beliebigen Querschnittselement verursacht M_b eine nach Ziff. 2 zu bestimmende Normalspannung σ, und S eine nach Ziff. 4 zu ermittelnde Schubspannung τ. Massgebend ist alsdann die Beziehung 85 mit

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\, k_s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 90$$

In derselben sind für σ und τ diejenigen zusammengehörigen Grössen zu setzen, für welche die rechte Seite den grössten Werth erreicht.

Für den Fall der Belastungsweise, Fig. 2, jedoch mit $Q = 0$ folgt, dass es, $\alpha_0 = 1$ vorausgesetzt, genügt

a) für **kreisförmigen** Querschnitt mit dem Durchmesser d nur die Biegungsbeanspruchung zu berücksichtigen, wenn l nicht wesentlich kleiner als 0,25 d, und nur die Schubanstrengung in Rechnung zu stellen, wenn l erheblich kleiner als 0,25 d,

b) für **rechteckigen** Querschnitt von der Höhe h derart, dass diese mit der Richtung von S zusammenfällt, die Biegungsbeanspruchung allein ins Auge zu fassen, sofern $l \geqq 0{,}325\, h$, und lediglich die Schubanstrengung der Berechnung zu Grunde zu legen, wenn $l \leqq 0{,}325\, h$.

Die Durchbiegung eines nach Massgabe der Fig. 3 nur in der Mitte mit P belasteten Stabes (also $Q = 0$) von rechteckigem Querschnitt beträgt mit Rücksicht auf den Einfluss der Schubkraft [1])

$$y' + y'' = \left\{ 0{,}25 \left(\frac{l}{h}\right)^2 + 0{,}78 \right\} \alpha \frac{P}{b\,h}\, l \quad \ldots\ldots \quad 91$$

Auf diese Gleichung ist zurückzugreifen, wenn es sich um die Bestimmung von α aus Biegungsversuchen mit Stäben von rechteckigem Querschnitt handelt und h von erheblicher Grösse im Vergleich zu l erscheint.

II. Formänderungsarbeit.

I. Arbeit der Längenänderung.

Wird der Stab Fig. 1, S. 6, vom Volumen V durch die von Null bis P stetig gewachsene Kraft gedehnt oder gedrückt, wobei in dem um x von der Endfläche abstehenden Querschnitt von der Grösse f die Normalspannung $\sigma = \frac{\varepsilon}{\alpha}$ entsteht, so ist die mechanische Arbeit, welche zur Herbeiführung der eingetretenen Formänderung aufgewendet werden musste, bei unveränderlichem Dehnungskoeffizienten, wie alle folgenden Gleichungen für die Formänderungsarbeit voraussetzen,

$$A = \frac{1}{2\,\alpha} \int_0^l \varepsilon^2 f\, dx = \frac{\alpha}{2} \int_0^l \sigma^2 f\, dx \quad \ldots\ldots \quad 92$$

und für einen **prismatischen** Stab

$$A = \frac{\alpha}{2}\, \sigma^2 f\, l = \frac{\alpha}{2}\, \sigma^2\, V \quad \ldots\ldots \quad 93$$

Würde der Stab der Einwirkung von P plötzlich überlassen, ohne dass jedoch hierbei ein Stoss stattfindet, so wird die Dehnung und damit auch die Anstrengung doppelt so gross ausfallen, als wenn P von Null an stetig gewachsen wäre.

---

[1]) Weiteres s. „Elasticität und Festigkeit" § 52, Ziff. 2.

2. Arbeit der Biegung.

Bei der unter I durch Ziff. 2, a gekennzeichneten Belastung und sofern bezeichnet

M_b das biegende Moment für den um x von der einen Endfläche des Stabes abstehenden Querschnitt,

Θ das gegenüber M_b in Betracht kommende Trägheitsmoment des Letzteren,

so findet sich die mechanische Arbeit, welche die Biegung des Körpers beansprucht,

$$A = \frac{\alpha}{2} \int \frac{M_b^2}{\Theta} dx \quad \ldots \ldots \ldots \quad 94$$

Fig. 14.

Für den nach Fig. 14 belasteten prismatischen Stab vom Querschnitt f und dem Volumen V wird

$$A = \frac{\alpha}{6} \iota \sigma^2 V, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 95$$

sofern

σ die an der Befestigungsstelle im Abstande e von der Nullachse eintretende Normalspannung,

ι einen Koeffizienten, bestimmt durch

$$\Theta = \iota f e^2, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 96$$

bedeutet.

Für Körper von gleichem Widerstande ($\sigma = \frac{M_b}{\Theta} e$ gleich gross für alle Querschnitte) ergiebt sich

$$A = \frac{\alpha}{2} \iota \sigma^2 V \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 97$$

d. h. für eine bestimmte Querschnittsform unabhängig von der Art der Stützung (Befestigung) und der Belastung.

Für die Dreiecksfeder, Fig. 6, S. 13,

$$A = \frac{\alpha}{6} \sigma^2 V \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 98$$

3. Arbeit der Drehung.

Bei der unter I, Ziff. 5 gekennzeichneten Belastung und mit den daselbst eingeführten Bezeichnungen gelten für die Arbeiten A, welche zur Verdrehung prismatischer Stäbe vom Volumen V aufzuwenden sind, die nachstehenden Beziehungen:

Kreisquerschnitt

$$A = \frac{\beta}{4} \tau_{max}^2 V \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 99$$

Kreisringquerschnitt

$$A = \frac{\beta}{4} \tau_{max}^2 \frac{d^2 + d_0^2}{d^2} V \quad \ldots \ldots \ldots \quad 100$$

Elliptischer Querschnitt

$$A = \frac{\beta}{8} \frac{a^2 + b^2}{a^2} \tau_{max}^2 V \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 1$$

Rechteckiger Querschnitt

$$A = \frac{4}{45} \beta \frac{b^2 + h^2}{h^2} \tau_{max}^2 V \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 1$$

C. Stabförmige Körper mit gekrümmter Mittellinie.

I. Die Mittellinie ist eine einfach gekrümmte Kurve, ihre Ebene Ort d einen Hauptachse sämmtlicher Stabquerschnitte, sowie der Richtungslini der äusseren Kräfte.

Die äusseren Kräfte ergeben für den betrachteten Querschnitt eine Normalkr und ein auf Biegung wirkendes Kräftepaar.

Es bezeichne

P die Normalkraft im Schwerpunkte O des Querschnittes, positiv oder negat je nachdem sie ziehend oder drückend wirkt,

M_b das für den Querschnitt sich ergebende biegende Moment, positiv, we es eine Verstärkung der Krümmung herbeiführt, negativ, wenn d Entgegengesetzte der Fall ist,

f die Grösse des Querschnittes,

r den Krümmungshalbmesser im Punkte O der Mittellinie vor Eintritt d Formänderung,

ρ den Krümmungshalbmesser in demselben Punkte der Mittellinie währe der Formänderung,

σ die durch P und M_b im Abstande η von der senkrecht zur Mittelebe stehenden Hauptachse des Querschnittes hervorgerufene Normalspannur entsprechend der daselbst auftretenden Dehnung ε; wobei η als posi gilt, wenn der Abstand von O aus vom Krümmungsmittelpunkt w zu messen ist, und negativ dagegen, sofern er nach demselben h liegt,

α den Dehnungskoeffizienten.

Dann beträgt

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{M_b}{f r} + \frac{M_b}{\varkappa f r} \frac{\eta}{r + \eta}, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 1$$

worin für den rechteckigen Querschnitt von der Breite b und der Höhe $h =$ (in der Richtung von η gemessen)

$$\varkappa = -1 + \frac{r}{h} \ln \frac{r + \frac{h}{2}}{r - \frac{h}{2}} = \frac{1}{3} \left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{1}{7} \left(\frac{e}{r}\right)^6 + \ldots, \quad . \quad 1$$

den **Kreisquerschnitt** mit e als Halbmesser und für den **elliptischen Quer**mitt mit e als in die Mittelebene des Stabes fallender Halbachse

$$\varkappa = \frac{1}{4}\left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{8}\left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{5}{64}\left(\frac{e}{r}\right)^6 + \ldots, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 105$$

r den Symmetrielinie besitzenden **trapezförmigen** Querschnitt, mit den Abessungen

b lange Seite,
b_1 kurze Seite,
h Höhe,

$$e_1 = \frac{1}{3}\,\frac{2b + b_1}{b + b_1}\,h \text{ Abstand des Schwerpunktes von der kurzen Seite,}$$

$$e_2 = \frac{1}{3}\,\frac{b + 2b_1}{b + b_1}\,h \text{ Abstand des Schwerpunktes von der langen Seite,}$$

$$\varkappa = -1 + \frac{2r}{(b + b_1)h}\left\{\left[b_1 + \frac{b - b_1}{h}(e_1 + r)\right] ln\,\frac{r + e_1}{r - e_2} - (b - b_1)\right\}, \quad . \quad 106$$

das **gleichschenklige Dreieck** mit der Grundlinie b und der Höhe h

$$\varkappa = -1 + \frac{2r}{h}\left\{\left(\frac{2}{3} + \frac{r}{h}\right) ln\,\frac{1 + \frac{2}{3}\frac{h}{r}}{1 - \frac{1}{3}\frac{h}{r}} - 1\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 107$$

Beträgt r etwa das Doppelte von h, bezw. $2e$ oder mehr, so kann σ mit Anierung bestimmt werden aus

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{M_b}{fr} + \frac{M_b}{\Theta}\,\frac{\eta}{1 + \frac{\eta}{r}}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 103a$$

em alsdann

$$\varkappa f r^2 = \backsim \Theta$$

(Vergl. hierüber § 54 der „Elasticität und Festigkeit“, 2. Auflage.)

Der **Krümmungshalbmesser** ergiebt sich aus

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} + \frac{M_b}{\varkappa r^2\left(\frac{f}{\alpha} + P + \frac{M_b}{r}\right)} = \backsim \frac{1}{r} + \alpha\,\frac{M_b}{\varkappa f r^2}, \quad . \quad . \quad 108$$

für den Fall, dass die Querschnittsabmessungen in Richtung von r klein sind nüber r,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} + \alpha\,\frac{M_b}{\Theta} \text{ oder } M_b = \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{r}\right)\frac{\Theta}{\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 109$$

II. Die Mittellinie ist eine doppelt gekrümmte Kurve.

Die gewundenen Drehungsfedern.

Es bezeichne, Fig. 15 bis 19,

P die in die Achse der Feder fallende Belastung,

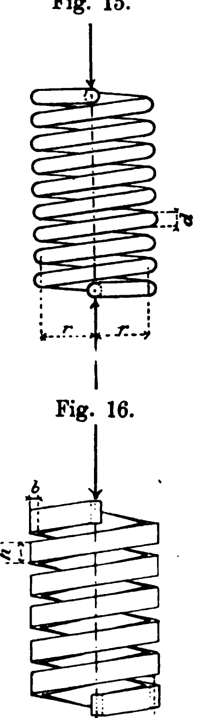
i die Anzahl der Windungen derselben,

y' die Durchbiegung (Zusammendrückung), herbeigeführt durch die Belastur und entsprechend der Drehungsanstrengung k_d,

β den Schubkoeffizienten.

Dann ergiebt sich:

Fig. 15.



Feder Fig. 15, Querschnitt kreisförmig.

$$Pr = \frac{\pi}{16} k_d d^3, \quad \ldots\ldots$$

$$y' = 64\, i \frac{Pr^3}{d^4} \beta = 4 \pi i \frac{r^2}{d} k_d \beta \quad \ldots$$

Fig. 16.

Feder Fig. 16, Querschnitt rechteckig.

$$Pr = \frac{2}{9} k_d b^2 h \quad \ldots\ldots$$

$$y' = 7{,}2\, \pi i \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} Pr^3 \beta = 1{,}6\, \pi i \frac{b^2 + h^2}{b h^2} r^2 k_d \beta$$

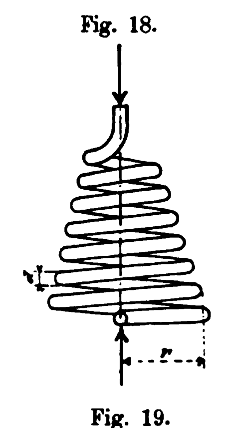
Fig. 17.

Feder Fig. 17, Querschnitt kreisförmig.

$$Pr_2 = \frac{\pi}{16} k_d d^3 \quad \ldots\ldots$$

$$y' = 16\, i \frac{(r_1 + r_2)(r_1 + r_2^2)}{d^4} P \beta \quad \ldots$$

Fig. 18.

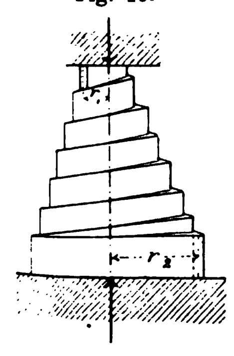


Feder Fig. 18, Querschnitt kreisförmig, r stetig bis auf 0 abnehmend.

$$Pr = \frac{\pi}{16} k_d d^3 \quad \ldots\ldots \quad 116$$

$$y' = 16 i \frac{r^3}{d^4} P \beta \quad \ldots\ldots \quad 117$$

Fig. 19.



Feder Fig. 19, Querschnitt rechteckig.

$$P r_2 = \frac{2}{9} k_d b^2 h \quad \ldots\ldots \quad 118$$

$$y' = 1{,}8 \pi i (r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2) \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} P \beta \quad . \quad 119$$

D. Gefässe und plattenförmige Körper.

Bei Benützung der folgenden Gl. 120 bis 136 ist die Bemerkung am Schlusse dieser Abtheilung zu beachten.

I. Hohlkugel.

Bezeichnungen:

r_i innerer Halbmesser,
r_a äusserer Halbmesser,
k_z zulässige Zuganstrengung,
k „ Druckanstrengung.

a. Innerer Ueberdruck p_i.

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k_z + 0{,}4 p_i}{k_z - 0{,}65 p_i}} = r_i \sqrt[3]{\frac{1 + 0{,}4 \frac{p_i}{k_z}}{1 - 0{,}65 \frac{p_i}{k_z}}} \quad \ldots \quad 120$$

Die grösste Anstrengung tritt an der Innenfläche in Richtung des Umfanges ein. Nach Massgabe dieser Gleichung sind nur solche Verhältnisse möglich, für welche sich endliche Werthe von r_a ergeben.

Für im Verhältniss zum Halbmesser geringe Wandstärken $s = r_a - r_i$

$$s = \frac{1}{2} r_i \frac{p_i}{k_z} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

Wenn die Hohlkugel nicht aus dem Ganzen besteht, sondern aus einze
Theilen hergestellt wurde, die durch Nietung oder in anderer Weise verbunden s
so wird die Widerstandsfähigkeit der Verbindung in Betracht zu ziehen sein.

b. Aeusserer Ueberdruck p_a.

Sofern Einknicken der Wandung nicht zu befürchten steht, allgemein

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k}{k - 1{,}05\, p_a}} = \frac{r_i}{\sqrt[3]{1 - 1{,}05 \frac{p_a}{k}}} \quad \ldots\ldots$$

und für geringe Wandstärken

$$s = \frac{1}{2} r_a \frac{p_a}{k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

Die Bemerkungen unter a. gelten auch hier.

2. Hohlcylinder.

Bezeichnungen, wie Ziff. 1 (Hohlkugel).

a. Innerer Ueberdruck p_i.

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}} = r_i \sqrt{\frac{1 + 0{,}4 \frac{p_i}{k_z}}{1 - 1{,}3 \frac{p_i}{k_z}}} \quad \ldots\ldots$$

Die grösste Anstrengung findet an der Innenfläche in Richtung des l
fanges statt.

In Richtung der Cylinderachse ist die Anstrengung des Materials (durch
Kraft $\pi r_i^2 p_i$) weit kleiner; für den Fall geringer Wandstärken nur halb so gross
senkrecht dazu.

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, für welche sich endliche We
von r_a ergeben, d. h. bei Gl. 124

$$p_i < \frac{k_z}{1{,}3}.$$

Für geringe Wandstärken gilt

$$s = r_i \frac{p_i}{k_z} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

Bei Herstellung des Cylinders aus einzelnen Theilen wird die Widerstandsfähig
der Verbindungsstellen in Rechnung zu ziehen sein.

b. Aeusserer Ueberdruck p_a.

Wenn Einknicken der Wandung nicht in Betracht kommt [1])

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\, p_a}} = \frac{r_i}{\sqrt{1 - 1{,}7 \frac{p_a}{k}}} \quad \ldots\ldots \quad 126$$

und für geringe Wandstärken

$$s = r_a \frac{p_a}{k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 127$$

Die Bemerkungen unter a. sind auch hier zu beachten.

Die Gl. 124 bis 127 lassen einen etwaigen, die Festigkeit des Cylindermantels unterstützendeu Einfluss der Cylinderböden (und zutreffendenfalls der Quernäthe) unberücksichtigt. Je kürzer der Cylinder im Vergleich zum Durchmesser ist, um so bedeutender wird unter sonst gleichen Verhältnissen dieser Einfluss sein, je grösser die Länge, um so mehr wird er verschwinden. In der Mehrzahl der Fälle tritt er ganz in den Hintergrund; wo es nicht der Fall, kann seine Berücksichtigung schätzungsweise dadurch erfolgen, dass die zulässige Anstrengung des Materials entsprechend höher in die Rechnung eingeführt wird.

3. Ebene Scheibe, im Umfange vom Halbmesser r aufliegend und durch den Flüssigkeitsdruck p über die Fläche πr^2 belastet.

Bezeichnungen:

h Stärke der Scheibe,
y' Durchbiegung in der Mitte,
k_b zulässige Biegungsanstrengung,
α Dehnungskoeffizient des Scheibenmaterials.

$$h \geqq r \sqrt{\mu \frac{p}{k_b}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 128$$

$$y' = \psi\, \alpha \frac{r^4}{h^3} p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 129$$

Die Koeffizienten μ und ψ hängen insbesondere ab von der Befestigungsweise der Scheibe, sowie von der Grösse der Kraft, mit welcher die Scheibe zum Zwecke der Abdichtung gegenüber der mit p gepressten Flüssigkeit angedrückt wird, von der Art der Abdichtung, von der Beschaffenheit der Oberfläche der Scheibe da, wo diese das Dichtungsmaterial berührt, und da, wo sie sich mit ihrer anderen Seite gegen die Auflagerstelle stützt u. s. w.

---

[1]) Die Ermittelung der Wandstärke solcher Hohlcylinder, bei welchen unter Einwirkung des äusseren Ueberdrucks ein Flachdrücken (Eindrücken) der Wandung zu befürchten steht, gehört bei der Eigenartigkeit der Aufgabe, sowie in Anbetracht der besonderen Einflüsse, welche hierbei zu berücksichtigen sind, an diejenigen Stellen, wo die betreffenden Gegenstände, zu denen solche Hohlcylinder gehören, behandelt werden. Dementsprechend befindet sich die vom Verfasser aufgestellte Gleichung für die Wandstärke der Dampfkessel-Flammrohre im zweiten Abschnitt unter „Beispiele von Vernietungen".

Je nachdem sich die Auflagerung am Umfang mehr dem Zustande des gespanntseins oder demjenigen des Freiaufliegens nähert, schwanken nach dem, aus den bis heute vorliegenden Versuchsergebnissen geschlossen werden darf, μ zwischen $\frac{4}{5}$ bis $\frac{6}{5}$ und ψ zwischen $\frac{1}{6}$ bis $\frac{3}{5}$.

4. Ebene Scheibe, im Umfange vom Halbmesser r frei aufliegend und in der I durch eine Kraft P belastet, welche sich gleichförmig über die Kreisfläche vertheilt.

$$h \geqq \sqrt{\frac{3}{\pi}\mu\left(1-\frac{2}{3}\frac{r_0}{r}\right)\frac{P}{k_b}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

$$y' = \psi\,\alpha\,\frac{r^2}{h^3}\,P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

$$\mu = \frac{3}{2} \text{ und } \psi = \frac{2}{5} \text{ bis } \frac{1}{2}.$$

5. Elliptische Platte, im Umfange, bestimmt durch die grosse Achse a un(kleine Achse b, aufliegend, sowie durch den Flüssigkeitsdruck p über die Fl $\frac{\pi}{4}\,a\,b$ belastet.

Bezeichnungen sonst wie unter Ziff. 3.

$$h \geqq \frac{1}{2}\,b\sqrt{\mu\,\frac{2}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2}\,\frac{p}{k_b}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

$$\mu = \frac{2}{3} \text{ bis } \frac{9}{8} \text{ (vergl. Ziff. 3).}$$

6. Elliptische Platte, wie Ziff. 5, jedoch frei aufliegend und nur in der I mit P belastet.

$$h \geqq \sqrt{\frac{8}{5\pi}\,\mu\,\frac{8+4\left(\frac{b}{a}\right)^2+3\left(\frac{b}{a}\right)^4}{3+2\left(\frac{b}{a}\right)^2+3\left(\frac{b}{a}\right)^4}\cdot\frac{b}{a}\,\frac{P}{k_b}} \quad . \quad . \quad . \quad .$$

$$\mu = \frac{3}{2} \text{ bis } \frac{5}{3}.$$

7. Rechteckige Platte, im Umfange $2(a + b)$, bestimmt durch die lange Seite a und die kurze Seite b, aufliegend, sowie durch den Flüssigkeitsdruck p über die Fläche ab belastet.

Bezeichnungen sonst wie unter Ziff. 3.

$$h \geqq \frac{1}{2} b \sqrt{\varphi \frac{2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \frac{p}{k_b}} \qquad \qquad 134$$

Für die quadratische Platte mit $b = a$

$$h \geqq \frac{1}{2} a \sqrt{\varphi \frac{p}{k_b}} \qquad \qquad 135$$

$$\varphi = \frac{3}{4} \text{ bis } \frac{9}{8} \text{ (vergl. Ziff. 3).}$$

8. Rechteckige Platte, wie Ziff. 7, jedoch frei aufliegend, und nur in der Mitte mit P belastet.

$$h \geqq \sqrt{1{,}5\, \varphi \frac{1}{\frac{a}{b} + \frac{b}{a}} \frac{P}{k_b}} \qquad \qquad 136$$

$$\varphi = \frac{7}{4} \text{ bis } 2.$$

Bei Benützung der Gl. 120 bis 136[1] ist insbesondere noch Folgendes zu beachten.

Erfährt das Gefäss oder die Platte Abnützung, z. B. durch Abrosten u. s. w., so ist die berechnete Wandstärke um einen der Abnützung entsprechenden Betrag zu vergrössern. Verlangen Rücksichten auf Herstellung, Fortschaffung, Aufstellung, auf eintretende Temperaturunterschiede sowie dadurch wachgerufene Spannungen u. s. w. eine grössere Wandstärke, als die betreffenden der verschiedenen Gleichungen geliefert haben, so sind naturgemäss diese Rücksichten massgebend.

Ebene, aus genügend zähem Materiale bestehende Platten, welche sich unter Einwirkung der Belastung durchgebogen haben, besitzen in diesem gewölbten Zustand eine grössere Widerstandsfähigkeit als in ihrer ursprünglichen ebenen Form.

E. Koeffizienten der Elasticität und Festigkeit.

Die Angaben gelten, sofern nicht ausdrücklich etwas Anderes bestimmt wird, immer für das Kilogramm als Kraft- und für das Quadratcentimeter als Flächeneinheit.

---

[1] Näheres über die Grundlagen dieser Gleichungen s. „Elasticität und Festigkeit" § 58 u. f., sowie des Verfassers: „Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten", Berlin 1891, oder auch in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, S. 1041 bis 1048, 1080 bis 1086, 1103 bis 1111, 1139 u. f.

I. Eisen

1. Zusammenstellung

Unter Hinweis auf die sich

Material	Dehnungs-koeffizient (vergl. S. 2) α	Schub-koeffizient (vergl. S. 17) β	Proportio-nalitäts-grenze (vergl. S. 3)	Streck- (Quetsch-) grenze (vergl. S. 4 und 5)	Festigkeit (vergl. S. 4 und 5) Zug K_z	Festigkeit (vergl. S. 4 und 5) Druck K
Schweisseisen [1] ‖ .	$\frac{1}{2000000}$	$\frac{1}{770000}$	1300 bis 1700	2200 bis 2800	3300 bis 4000	Quetsch-grenze massgebend.
Schweisseisen ⊥ . .	—	—	—	—	2800 bis 3500	—
Flusseisen [2]	$\frac{1}{2150000}$	$\frac{1}{830000}$	2000 bis 2400	2500 bis 3000	3400 bis 4400	Quetsch-grenze massgebend.
Flussstahl [3]	$\frac{1}{2200000}$	$\frac{1}{850000}$	2500 bis 5000	2800 und mehr; härteres Material keine Streckgrenze.	4500 bis 10000 und mehr	Bei weichem Material die Quetsch-grenze mass-gebend; K sonst mit dem Grade der Härte bis über die Zugfestig-keit steigend.
Federstahl, ungehärtet	$\frac{1}{2200000}$	$\frac{1}{850000}$	Ueber 4000	—	7500 bis 9000	—
Federstahl, gehärtet.	$\frac{1}{2200000}$	$\frac{1}{850000}$	Ueber 7500	—	8000 und mehr	—
Gusseisen	$\frac{1}{1050000}$ bis $\frac{1}{750000}$	$\frac{1}{400000}$ bis $\frac{1}{290000}$	Nicht vor-handen, da α zunimmt mit wachsender Spannung.	—	1200 bis 1800	7000 bis 8000
Stahlguss [5]	$\frac{1}{2150000}$	$\frac{1}{830000}$	2000 und mehr	Wie bei Flussstahl.	3500 bis 7000 u. m.	Wie bei Flussstahl.

Die zulässigen Anstrengungen unter *a* gelten, wenn die Belastung eine ruhende ist.

Die zulässigen Anstrengungen unter *b* gelten, wenn die Belastung eine beliebig oft wechselnde ist, derart, dass die durch dieselbe hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von Null bis zu einem grössten Werthe stetig wachsen und dann wieder auf Null zurücksinken u. s. w. (z. B. wiederholte Dehnung, wiederholte Biegung, wiederholte Drehung nach einer Richtung hin).

Die zulässigen Anstrengungen unter *c* gelten, wenn die Belastung eine beliebig

und Stahl.

der Koeffizienten.

anschliessenden Erörterungen.

Zulässige Anstrengung													
Zug k_z			Druck k		Biegung k_b			Schub k_s			Drehung k_d		
a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	a	b	c
900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400	900 bis 1200	600 bis 800	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400	720 bis 960	480 bis 640	240 bis 320	600 bis 840	400 bis 560	200 bis 280
1200 bis 1500	800 bis 1000	400 bis 500	1200 bis 1500	800 bis 1000	1200 bis 1500	800 bis 1000	400 bis 500	960 bis 1200	640 bis 800	320 bis 400	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400
—	—	—	—	—	—	3600	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	4300[3])	—	—	—	—	—	—	—
300	200	100	900	600	—[4])	—[4])	—[4])	—[4])	—[4])	—[4])	—[4])	—[4])	—[4])
600 bis 900	400 bis 600	200 bis 300	900 bis 1200	600 bis 900	750 bis 1050	500 bis 700	250 bis 350	480 bis 840	320 bis 560	160 bis 280	480 bis 840	320 bis 560	160 bis 280

oft wechselnde ist derart, dass die durch dieselbe hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von einem grössten negativen Werth stetig wachsen bis zu einem grössten positiven, in absoluter Beziehung gleichgrossen Werth, dann wieder abnehmen u. s. f. (z. B. wiederholte Biegung und wiederholte Drehung nach entgegengesetzten Richtungen hin u. s. w.).

Für zwischenliegende Beanspruchungen können dazwischen gelegene, den Spannungsgrenzen entsprechende Werthe genommen werden.

Die als zulässige Anstrengung gegebenen Zahlen setzen gutes, für die in Frage stehende Verwendung geeignetes Material voraus.

Wenn Konstruktionstheile gegen lebendige Kräfte widerstandsfähig zu machen sind, so ist besondere Rechnung anzustellen, erforderlichenfalls der eigenthümlichen Beanspruchung (Stösse) durch Verminderung der zulässigen Belastung schätzungsweise Rechnung zu tragen.

Liegt in einzelnen Fällen Veranlassung vor, besonders leicht zu bauen, so kann unter der Voraussetzung durchaus sorgfältiger Konstruktion, namentlich auch der Einzelheiten, bei Verwendung vorzüglichen Materials und entsprechender sachgemässer Ausführung über die angegebenen zulässigen Anstrengungen hinausgegangen werden; wieweit, dies muss unter Berücksichtigung der Eigenthümlichkeiten des einzelnen Falles entschieden werden. Zwingen die Verhältnisse zu bedeutender Ueberschreitung, so ist überdies vorher Prüfung des Materials (womöglich auf die in Betracht kommende Beanspruchungsweise) angezeigt.

[1]) Für vorzügliches Schweisseisen können die angegebenen zulässigen Belastungen um Beträge bis zu einem Drittel höher genommen werden, sofern die hierdurch zugelassenen grösseren Formänderungen in ihrer Gesammtheit mit dem besonderen Zweck des gerade in Frage stehenden Körpers vereinbar sind. Wo zu befürchten steht, dass die Gesammtformänderung die mit Rücksicht auf den Zweck des Körpers als höchstens zulässig erachtete Grenze überschreitet, ist von dieser auszugehen.

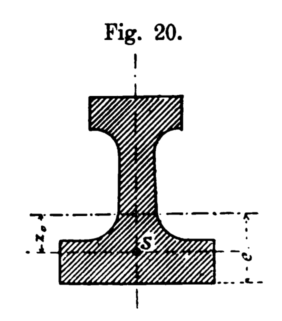
[2]) Die höheren Zahlen sind nur zulässig, wenn es sich um ein als durchaus zuverlässig erkanntes Material handelt, welcher Punkt übrigens bei Verwendung von Flusseisen und Flussstahl wenigstens zur Zeit noch, ganz allgemein im Auge behalten werden muss, und unter der weiteren Voraussetzung, dass das Material nicht zu weich ist. (S. S. 42 u. f.)

Für Material in besonderer Form, wie Draht, werden je nach den Umständen mehr oder minder hohe Werthe, entsprechend der höheren Festigkeit (vergl. S. 44 u. f.) zugelassen.

[3]) Wöhler hält (S. 8 seiner auf S. 51 erwähnten Schrift) bei Anspannung gehärteter Eisenbahnwagenfedern durch die Belastung mit rund 6500 kg ein Spielen derselben zwischen den Spannungen 6500 und 8600 kg für zulässig.

[4]) Die Widerstandsfähigkeit gusseiserner Körper gegenüber Biegung erweist sich von der Querschnittsform sowie davon abhängig, ob die Gusshaut noch vorhanden ist oder nicht [1]).

Fig. 20.



Nach Versuchen des Verfassers kann gesetzt werden

$$k_b = k_z \cdot \mu_0 \sqrt{\frac{e_1}{z_0}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 137$$

Hierin bedeutet mit Bezug auf Fig. 20

e_1 den Abstand der am stärksten angestrengten Fasern von der Nullachse,

z_0 den Abstand des Schwerpunktes der auf der einen Seite der Nullachse gelegenen Querschnittsfläche, von dieser Schwerlinie, also

[1]) S. des Verfassers Arbeit: „Die Biegungslehre und das Gusseisen". Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 193 bis 199, 221 bis 226, 1089 bis 1094, sowie dessen Klarstellung des Einflusses der Gusshaut in derselben Zeitschrift 1889, S. 140 bis 143.

für ein Rechteck von der Höhe h

$$\frac{e_1}{z_0} = \frac{h}{2} : \frac{h}{4} = 2,$$

für ein Quadrat mit senkrecht liegender Diagonale von der Länge $2e$

$$\frac{e_1}{z_0} = e_1 : \frac{e_1}{3} = 3$$

u. s. w.,

μ_0 einen Koeffizienten, welcher gesetzt werden darf

für diejenigen Querschnitte, welche oben und unten durch eine wagrechte Gerade begrenzt sind, wie z. B. ▧ I ⊥ H u. s. f.,

α) falls die Staboberfläche von der Gusshaut befreit ist, $\mu_0 = \frac{6}{5} = 1{,}2$ [1]),

β) falls die Staboberfläche die Gusshaut noch besitzt, $\mu_0 = 1$ [1]);

für kreisförmigen und für über Eck liegenden quadratischen Querschnitt, bei welchen Querschnittsformen — streng genommen — nur eine einzige Faser am stärksten gespannt ist,

α) $\mu_0 = \frac{4}{3} = 1{,}33$ [1]),

β) $\mu_0 = 1{,}1$ [1]).

Dem Vorstehenden entsprechend ist k_b abgerundet

bei der Belastungsweise	ohne Gusshaut	a	b	c	mit Gusshaut	a	b	c
für kreisförmigen Querschnitt .	$2{,}05\,k_z =$	615	410	205 kg,	$1{,}7\,k_z =$	510	340	170 kg,
für rechteckigen Querschnitt .	$1{,}7\,k_z =$	510	340	170 „,	$1{,}4\,k_z =$	420	280	140 „,
für I-Querschnitt, mittlere Verhältnisse vorausgesetzt . .	$1{,}45\,k_z =$	435	290	145 „,	$1{,}2\,k_z =$	360	240	120 „,

Für vorzügliches Gusseisen in Formen, welche bei sachgemässer Herstellung Gewähr dafür bieten, dass die Gussspannungen gering ausfallen und dass die Dichtheit des Gusses eine vollkommene wird, können die für k_b gegebenen Werthe um Beträge bis zu einem Viertel höher genommen werden.

Die Widerstandsfähigkeit gusseiserner Körper gegenüber Drehungsbeanspruchung ist ebenfalls abhängig von der Querschnittsform; der Einfluss der Gusshaut erweist sich hier jedoch weit geringer als bei Biegung [2]).

Für die unter Ziff. 5 „Drehung“ S. 18 bis 20 aufgeführten Querschnitte ist zu setzen

Querschnitt:	Kreis, (1)	Kreisring, (2)	Ellipse, (3)	Hohlellipse. (4)
$k_d : k_z =$	reichlich 1	0,8 bis 1	1 bis 1,25	0,8 bis 1

Querschnitt:	Rechteck, (6)	Hohlrechteck, (8)	I- ⊏- +- L-Querschnitt. (9) (10) (11) (12)
$k_d : k_z =$	1,4 bis 1,6	1 bis 1,25	1,4 bis 1,6.

[1]) Die Versuche ergaben durchschnittlich μ_0 noch etwas grösser; im Sinne des Zweckes unserer Festigkeitsrechnungen erscheint es jedoch richtiger, μ_0 eher zu klein als zu gross in die Rechnung einzuführen.

[2]) S. des Verfassers Versuche über Drehungsfestigkeit, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 137 bis 145 und S. 162 bis 166, sowie „Elasticität und Festigkeit“, §§ 35 und 36.

Zum Querschnitt (2).

Der Werth für den Kreisring hängt ab von dem Verhältniss $d_0 : d$. In dem Masse, in welchem sich dasselbe der Null nähert, steigt er bis reichlich 1. Die Zahl 0,8 gilt für $d_0 : d$ ungefähr gleich 0,7.

Zu den Querschnitten (3), (6), (9), (10), (11) und (12).

Es sind um so geringere, der kleineren Zahl näher kommende Werthe zu wählen, je mehr sich je beziehungsweise die Ellipse dem Kreise, das Rechteck dem Quadrate, der I- und der ⊏-Querschnitt der Quadratform ($b_0 = 0$, $h = s$), ebenso der +- und der L-Querschnitt der Letzteren ($h = b = s$) nähern.

Zu den Querschnitten (4) und (8).

Hier sind die beiden vorhergehenden Bemerkungen zu berücksichtigen. Je kleiner verhältnissmässig a_0 und b_0 (gegenüber a und b), beziehungsweise b_0 und h_0 (gegenüber b und h) sind, um so mehr nähert sich unter sonst gleichen Verhältnissen der Koeffizient der oberen Grenze. Das Gleiche gilt, je langgestreckter der Querschnitt ist.

Unter Bezugnahme auf das Vorstehende werde gesetzt

bei der Belastungsweise		a	b	c
für den Kreis	$k_d = 1{,}0\, k_z =$	300	200	100 kg
„ „ Kreisring	$k_d = 0{,}8\, k_z =$	240	160	80 „
„ das Quadrat	$k_d = 1{,}4\, k_z =$	420	280	140 „
„ „ langgestreckte Rechteck	$k_d = 1{,}6\, k_z =$	480	320	160 „

Die Widerstandsfähigkeit gusseiserner Körper bei Inanspruchnahme auf Schub hängt infolge der Veränderlichkeit des Dehnungskoeffizienten voraussichtlich ebenfalls von der Querschnittsform ab. Bis jetzt liegen jedoch nur Versuchsergebnisse des Verfassers vor, welche nachweisen, dass die Scheerfestigkeit des Gusseisens in Form von Rundstäben die Zugfestigkeit desselben zu überschreiten pflegt [1]). Unter diesen Umständen wird bis auf Weiteres k_s etwa gleich k_z zu nehmen sein.

[5]) Hinsichtlich der zulässigen Belastung des Stahlgusses empfiehlt es sich, das S. 46 u. f. unter f Bemerkte zu beachten und je nach der Bezugsquelle, wenigstens zur Zeit noch mehr oder minder vorsichtig zu sein. Unter Umständen kann über die S. 35 angegebenen Höchstwerthe hinausgegangen werden, jedenfalls aber nicht ohne vorherige Prüfung der in Betracht kommenden Verhältnisse.

Weicher und zäher Stahlguss neigt naturgemäss mehr zu bleibenden Formänderungen, d. h. seine Elasticitätsgrenze (vergl. S. 4) liegt tiefer als die des gewalzten oder geschmiedeten Stahles.

2. Anforderungen an Eisen und Stahl,

welche hinsichtlich Zugfestigkeit K_z (Gl. 6), Dehnung φ (Gl. 8) und zutreffendenfalls auch Querschnittsverminderung ψ (Gl. 7) nach heutigem Standpunkt gestellt werden oder gestellt werden können [2]).

---

[1]) S. „Elasticität und Festigkeit" § 40.

[2]) Neben der Prüfung des Materials in Bezug auf die bezeichneten Grössen (Zugprobe) finden je nach dem Verwendungszweck auch noch andere Untersuchungen statt, insbesondere

a. Schweisseisen.

Die angegebenen Grössen für die Zugfestigkeit K_z und die Dehnung φ sind die nach den Aufstellungen des Vereines deutscher Eisenhüttenleute (1889) zu fordernden Mindestwerthe.

---

1. Proben mit ganzen Gebrauchsstücken im kalten Zustande (z. B. mit Eisenbahnschienen, Achsen, Radreifen u. s. w.): ausser der eingehenden Besichtigung des Stückes Schlagprobe, Biegeprobe.
2. Proben mit dem Material entnommenen Prüfungsstücken und zwar
   a) Kaltproben: Biegeprobe (einfache Biegung, wiederholtes Hin- und Herbiegen), Verwindungsprobe, Lochprobe,
   b) Warmproben: Biegeprobe, Härtungsbiegeprobe, Schmiedeprobe, Stauchprobe u. s. w.

So schreiben beispielsweise die 1890 abgeänderten Würzburger Normen (aufgestellt vom internationalen Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine) für Flusseisen, welches zu Dampfkesseln verwendet werden soll, neben den Anforderungen, betreffend K_z und φ, noch Folgendes vor:

Bleche.

Biegeprobe.

Im warmen (kirschrothen) und im kalten Zustande: im ersteren Falle Biegung um eine gebrochene Kante, im letzteren Falle um einen Dorn von 25 mm Stärke, bei grösserer Blechdicke als 25 mm um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich dieser ist.

Bei dem Feuerblech und den Mantelblechen: Lang- und Querfaser 180° Biegungswinkel für alle Stärken.

Härtungs-Biegeprobe.

Die Probestreifen, zur niedrigen Kirschrothglühhitze erwärmt, sind in Wasser von 28° C. abzukühlen und dann um einen Dorn zu biegen.

Feuerblech und Mantelblech I: Lang- und Querfaser, Biegung um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der zweifachen Blechstärke, bis zu 180°.

Mantelblech II: Lang- und Querfaser, Biegung um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der dreifachen Blechstärke, bis zu 180°.

Schmiede- und Lochprobe.

Blechstreifen von etwa 10 cm Breite müssen im rothwarmen Zustande mittels der Hammerfinne quer zur Walzrichtung mindestens auf das 1,5fache ihrer Breite ausgebreitet werden können, ohne weder an den Kanten, noch auf der Fläche Risse zu erhalten.

Blechproben im rothwarmen Zustande mittels Lochstempel gelocht in einer Entfernung vom Rande, die gleich der halben Dicke des Streifens ist, dürfen vom Loche nach der Kante hin nicht aufreissen.

Winkeleisen.

Biegeprobe.

Im warmen Zustande.

Die Schenkel des Winkeleisens müssen sich sowohl vollständig zusammenbiegen als auch derart auseinanderbreiten lassen, dass beide Schenkel eine ebene Fläche bilden.

Im kalten Zustande.

Die beiden Schenkel des Winkeleisens müssen sich unter der Presse um mindestens 40° auseinanderbiegen lassen.

Abgeschnittene Längsstreifen müssen sich bis zu einem Winkel von 180° biegen lassen.

Härtungs-Biegeprobe.

Längsstreifen müssen sich um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der dreifachen Schenkeldicke ist, bis zu 180° biegen lassen.

Bei allen Biegeproben dürfen sich in der Kehle und in den Schenkeln nur Anfänge von Rissen zeigen.

Bauwerkeisen (Walzeisen für eiserne Brücken und dergleichen).

Flach-, Winkel-[1]), Rund- und Vierkanteisen und solche Bleche, welche im Wesentlichen nur in der Längsrichtung beansprucht werden.

	K_z (Längsrichtung),	φ (auf 200 mm, bei 3 bis 6 qcm Querschnitt)
5 bis 10 mm Stärke	3600 kg	12 %
über 10 bis 15 „ „	3500 „	12 „
„ 15 „ 25 „ „	3400 „	12 „

Bleche mit ausgesprochener Längsrichtung.

	K_z	φ
Längsrichtung	3500 kg	10 %
Querrichtung	2800 „	3 „

Bleche ohne ausgesprochene Längsrichtung, welche vorwiegend durch Spannungen in verschiedenen Richtungen beansprucht werden.

	K_z	φ
Walzrichtung	3500 kg	10 %
Querrichtung	3000 „	4 „

Eisen für Nieten[2]) und solche Schrauben, welche senkrecht zu ihrer Achse wirkende Kräfte zu übertragen haben.

Schmiede- und Lochprobe.

Schenkelstreifen von Winkeleisen müssen dieselbe Schmiede- und Lochprobe bestehen wie Blechstreifen.

Nieteisen und Nieten.

Biege- und Schmiedeprobe.

Bei der kalten Biegeprobe muss das Nieteisen, ohne Risse zu erhalten, so gebogen und glatt aufeinandergeschlagen werden können, dass die beiden Enden der Länge nach parallel laufen.

Härtungs-Biegeprobe.

Biegung um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der zweifachen Stärke des Nieteisens ist, bis zu 180°.

Stauch- und Lochprobe.

Ein Stück Nieteisen mit zweifachem Durchmesser zur Höhe muss sich kalt auf die halbe Höhe zusammenstauchen lassen, ohne dass die Oberfläche reisst.

Im warmen Zustande muss sich ein Stück Nieteisen vom zweifachen Durchmesser zur Höhe auf $^1/_3$ bis $^1/_4$ der Höhe niederstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureissen.

[1]) Von Winkeleisen (Schweisseisen), welches für Dampfkessel Verwendung finden soll, fordern die 1890 abgeänderten Würzburger Normen

$$K_z \geqq 3600 \text{ kg}, \qquad \varphi \geqq 16\ \%$$

und überdies

$$\frac{K_z}{100} + \varphi \geqq 52$$

mit der Massgabe, dass die Zahl $\frac{K_z}{100}$ oder φ um 1 kleiner sein darf als 36 bezw. 16, wenn φ bezw. $\frac{K_z}{100}$ um so viel grösser ist, dass $\frac{K_z}{100} + \varphi$ mindestens 52 ergiebt.

Diese Bestimmung gilt in entsprechender Weise auch für alle später angeführten Forderungen der genannten Normen.

[2]) Vom Nietmaterial (Schweisseisen) verlangen diese Normen

$$K_z \geqq 3800 \text{ kg}, \qquad \varphi \geqq 20\ \%$$

und ausserdem

$$\frac{K_z}{} + \ldots$$

	K_z	φ
Bis zu 25 mm Durchmesser	3800 kg	18 %
über 25 „ bis 40 mm Durchm.	3600 „	15 „

Trägereisen, I [⅂ L T und ähnliche Formen.

	Flanschen		Stege	
	K_z (Längsrichtung)	φ	K_z (Längsrichtung)	φ
bis 10 mm Stärke	3600 kg	12 %	3500 kg	10 %
über 10 bis 15 mm Stärke	3500 „	12 „	3400 „	10 „
„ 15 „ 25 „ „	3400 „	12 „	3300 „	10 „

Zores-Eisen.

K_z (Längsrichtung) = 3300 kg, φ = 6 %.

Bleche.

Schiffsbleche.

	Güte I		Güte II	
	K_z	φ	K_z	φ
Längsrichtung	3500 kg	7 %	3150 kg	5 %
Querrichtung	2850 „	5 „	2750 „	3 „

Kesselbleche[1]).

	Feuerblech		Bördelblech		Mantelblech	
	K_z	φ	K_z	φ	K_z	φ
Längsrichtung	3600 kg	18 %	3500 kg	12 %	3300 kg	7 %
Querrichtung	3400 „	12 „	3300 „	8 „	3000 „	5 „

K_z darf in keinem Falle 4000 kg überschreiten.

Bleche von mehr als 25 mm Stärke pflegen weniger Festigkeit zu besitzen und zwar rechnet man, dass auf je 2 mm Vergrösserung der Blechdicke die Festigkeit um 50 kg/qcm weniger beträgt, also beispielsweise

bei Dicken von 26 bis 28 mm 3550 bezw. 3350 kg, 3450 bezw. 3250 kg, 3250 bezw. 2950 kg u. s. w.

Handelseisen.

	I (Nieteisen-Güte)		II (Hufstabeisen-Güte)	
	K_z	φ	K_z	φ
Längsrichtung	3700 kg	15 %	3500 kg	12 %.

[1]) Die 1890 abgeänderten Würzburger Normen verlangen überdies

		Feuerblech	Bördelblech	Mantelblech
Langfaser	$\frac{K_z}{100} + \varphi \geq$	54	47	40
Querfaser		46	41	35

Vergl. Fussbemerkung Ziff. 1, S. 40.

Sonstige Vorschriften über Schweisseisen.

Bei Lokomotiven und Eisenbahnwagen wird für diejenigen Theile, welche : Schweisseisen erster Güte zu fertigen sind, wie z. B. die Deckenanker, die Qu anker, Nieten, Schrauben, Zughaken mit den Stangen u. s. w. [1]), verlangt

$K_z \geqq 3800^{kg}$ $\varphi \geqq 15\,\%$ (K. Preuss. Eisenbahndirektion Frankfurt a. M

$K_z \geqq 3800^{kg}$ $\psi \geqq 40\,\%$ (K. Preuss. Eisenbahndirektion Magdeburg),

$K_z \geqq 3800^{kg}$ $\varphi \geqq 20\,\%$ oder $\psi \geqq 30\,\%$ (K. Württ. Staatseisenbahne

Von Schweisseisen zweiter Güte wird seitens derselben Stellen geford

$K_z \geqq 3600^{kg}$, $\varphi \geqq 12\,\%$,

bezw.

$K_z \geqq 3600^{kg}$, $\psi \geqq 25\,\%$,

bezw.

$K_z \geqq 3500^{kg}$, $\varphi \geqq 12\,\%$ oder $\psi \geqq 17\,\%$.

b. Flusseisen.

Bauwerkeisen.

$$K_z \begin{matrix} \geqq 3700^{kg} \\ \leqq 4400\ \text{„} \end{matrix},\quad \varphi \geqq 20\,\%$$

je für beide Richtungen.

Bleche.

Schiffsbleche.

$$K_z \begin{matrix} \geqq 3500^{kg} \\ \leqq 4500\ \text{„} \end{matrix},\quad \varphi \geqq 20\,\%$$

je für beide Richtungen.

Kesselbleche [2]).

	Feuerblech K_z	Feuerblech φ	Mantelblech I K_z	Mantelblech I φ	Mantelblech K_z	Mantelblech φ
in beiden Richtungen mindestens	3400 kg	25 %,	3600 kg	22 %,	3900 kg	20
höchstens	4000 „		4200 „		4500 „	
und zwar derart, dass $\frac{K_z}{100} + \varphi \geqq$	62,		61,		60,	

[1]) Auch für Bolzen, Coulissen u. s. w. wird an manchen Stellen noch Schweisseisen verwend lediglich mit Rücksicht auf das Einsetzen; mit welchem Recht, kann hier unerörtert bleiben.

[2]) Nach den 1890 abgeänderten Würzburger Normen, die zum Kesselbau bis auf Weite nur im Flammofen erzeugtes Flusseisen zulassen.

Von Winkeleisen, welches zu Dampfkesseln verwendet werden soll, verlangen dieselt

$$K_z \begin{matrix} \geqq 3700^{kg} \\ \leqq 4400\ \text{„} \end{matrix}\quad \varphi > 20\,\% \quad \text{und} \quad \frac{K_z}{100} + \varphi \geqq 60$$

und von Nieteisen

$$K_z \begin{matrix} \geqq 3400^{kg} \\ \leqq 4000\ \text{„} \end{matrix}\quad \varphi > 25\,\% \quad \text{und} \quad \frac{K_z}{100} + \varphi \geqq 62.$$

sodass beispielsweise ein Feuerblech, welches nur 3400 kg Festigkeit besitzt, wenigstens 28 % Dehnung aufweisen muss (vergl. auch Fussbemerkung Ziff. 1, S. 40).

Die für Mantelblech II angegebenen Werthe K_z gelten für Blechstärken bis zu 24 mm, bei grösserer Blechdicke wird $K_z \gtreqless \frac{3800}{4400}$ verlangt.

Handelseisen.

$K_z = 3400$ bis 4400 kg, $\varphi = 20\,\%$.

c. Flussstahl.

Der in erster Linie stehende Tiegelgussstahl wird trotz seines höheren Preises im Allgemeinen auch heute noch immer verwendet für alle solche in Betracht kommenden Maschinentheile, bei denen möglichste Betriebssicherheit die oberste Bedingung ist.

Ausserdem wird seine Verwendung da zur Erörterung gelangen, wo besonders hohe Anforderungen an die Festigkeitseigenschaften gestellt werden, weil bei der Reinheit des Materials, sowie bei der Sicherheit, mit welcher die Erzeugung einer bestimmten verlangten Beschaffenheit bewerkstelligt werden kann, es möglich ist, sehr hohe Festigkeiten zu erreichen, ohne dass die erforderliche Zähigkeit dabei mangelt.

Es pflegt verlangt zu werden:

für	K_z	φ (auf 200 mm)	ψ
Wellen, Achsen u. ähnliche Maschinentheile	5000 bis 6000 kg,	$\geqq$ 20 %,	$\geqq$ 35 %,
Lokomotiv-Radreifen	6500 „ 7000 „	„ 15 „	„ 25 „
Schiffswellen	5000 „ 5500 „	„ 20–25 %	„ 40 „
Tender- und Wagen-Radreifen	5500 „ 6000 „	„ 18 %,	„ 30 „

Als grösste Festigkeiten gelten:

für Radreifen, wenn besonders hart gewünscht . . . $K_z = 8500$ bis 9000 kg,
„ einzelne Zwecke, sogenannte naturharte Qualität, $K_z = 9000$ „ 10000 „

Martinstahl tritt — mit Ausnahme der Fälle, in denen es sich um Kanonen- und Werkzeugstahl handelt — im Allgemeinen mit dem Tiegelgussstahl in Wettbewerb. Für denselben Zweck wird er in der Regel weicher gehalten als der Letztere.

Es pflegt gefordert zu werden:

für	K_z	φ	ψ
Wellen, Achsen und ähnliche Maschinentheile, wie Kurbelwellen u. s. w. . .	4200 bis 4800 kg,	$\geqq$ 20 %,	$\geqq$ 35 %,
Lokomotiv-, Tender-, Wagen-Achsen . .	5000 kg,	„ 18 „	„ 30 „
Lokomotiv-Radreifen	6000 bis 6500 kg,	„ 15 „	„ 25 „
Tender-, Wagen-Radreifen	5000 kg,	„ 18 „	„ 30 „

Als grösste Festigkeiten können angesehen werden

für sehr harte Radreifen $K_z = 8000$ kg,
„ „ harten Federstahl $K_z = 9000$ „

Bessemerstahl kommt für Maschinentheile weit weniger zur Verwendung, als früher. Hinsichtlich der Festigkeiten gilt das über den Martinstahl Bemerkte.

Die technischen Vorschriften der K. Württ. Staatseisenbahnen für die Liel rung von Lokomotiven vom Februar 1890 bestimmen:

Tiegelgussstahl:

	K_z	φ (auf 200 mm)	ψ
Laufachsen	5500 kg	20 %	35 %
Radreifen	6500 „	15 „	25 ,
Augenbüchsen der Bolzen, Kolbenstangen, Kurbelzapfen	6000 „	25 „	40 ,

Flussstahl:

Treib- und Kuppelachsen (Martinstahl)	5000 „	20 „	30 ,
Treib- und Kuppelstangen, Schieberstangen, Führungslineale, Achsbüchsengleitbacken	5000 „	20 „	30 ,

Federstahl:

Blatt- und Spiralfedern ungehärtet	7000 „ [1]	12 „ [1]	—
Blatt- und Spiralfedern gehärtet	8000 „	4 „	—

Für Tender wird verlangt bei

Flussstahl:

Achsen (Martinstahl)	5000 „	20 „	30 ,
Reifen	4500 „	20 „	35 ,

Nach den allgemeinen technischen Bedingungen der K. Preuss. Eisenbahı direktion zu Frankfurt a. M. vom September 1889 wird verlangt:

	K_z	ψ
Achsen der Lokomotiven und Tender, Kolbenkörper, Kolbenstangen, Kurbel- und Kuppelzapfen u. s. w.	5000 kg	30 (
Radreifen für Lokomotiven	6000 „	—
„ „ Tender	5000 „	—
Kurbel- und Kuppelstangen, Gradführungslineale, Kreuzkopfbolzen, Coulissen sowie deren Steine (werden eingesetzt) u. s. w.	4500 „	40 °

d. Draht.

Je nach dem Verwendungszweck weichen die Anforderungen mehr oder mind von einander ab.

Die übliche Untersuchung umfasst die Zugprobe, wobei die Zugfestigke Dehnung, Querschnittsverminderung und Formänderungsarbeit beim Zerreissen fe gestellt werden kann, die Verwindungsprobe, welche sich erstrecken kann a

[1] Die K. Preuss. Eisenbahndirektion Frankfurt a. M. verlangt $K_z \geqq 7500$ kg, sowie $\varphi \geqq 15$ und im gehärteten Zustande, dass bei einer Anstrengung von 7500 kg bleibende Durchbiegu nicht eintritt.

mittelung des zum Bruche erforderlichen Drehungsmomentes, der Verdrehungs-
)eit, sowie der Anzahl Verdrehungen, die eine bestimmte Drahtlänge erfährt, bis r Bruch erfolgt, und die **Biegeprobe**. Bei Letzterer wird der Draht zwischen emmbalken von in der Regel 5 mm Kantenhalbmesser eingespannt, dann aus der nkrechten in die wagrechte Lage, also um 90° gebogen und **hierauf wieder in** e **lothrechte Richtung** zurückgebogen. Hieran schliesst sich dieselbe Hin- und erbiegung nach der anderen Seite u. s. f. Jede Hin- **und** Rückbiegung wird als ne Biegung gezählt.

Nach den Aufstellungen des **Vereines deutscher Eisenhüttenleute** 1889 lten folgende Vorschriften:

Verzinkter, geglühter Telegraphendraht.

(Flusseisen.)

Zugprobe. $K_z \geqq 4000$ kg.

Verwindungsprobe. Freie Länge des Drahtstückes 15 cm.

Draht von . . .	5	4	3	2,5	2	1,7 mm	Stärke
soll aushalten . .	15	18	21	25	27	30	Windungen.

Biegeprobe.

Draht von . . .	5	4	3	2,5	2	1,7 mm	Stärke
soll aushalten . .	6	7	6	9	13	15	Biegungen
um einen Dorn von	10 mm		5 mm				Halbmesser.

Verzinkter Telephondraht.

(Flussstahl.)

Zugprobe. $K_z = 13000$ bis 14000 kg.

Die Dehnung an einer eingespannten und bis zum Zerreissen belasteten Drahtrecke von 500 mm soll 5 % betragen.

Biegeprobe. Dornhalbmesser 5 mm.

Draht von . .	2,5	2,2	2	1,8	1,6 mm	Stärke
soll aushalten .	4	6	7	8	10	Biegungen.

Nach den Vorschriften des **Oberbergamts Dortmund** sollen die **Drähte der** eile, **welche zur Seilfahrt (Menschenförderung)** benützt werden,

bei 0,0	bis ausschliesslich	2,0 mm	Stärke	8 Biegungen
„ 2,0	„ „	2,2 „	„	7 „
„ 2,2	„ „	2,5 „	„	6 „
„ 2,5	„ „	2,8 „	„	5 „
„ 2,8	„ „	und mehr	„	4 „

ushalten, ohne zu brechen.

Die **kaiserliche Marine** giebt in den technischen Bedingungen für die Anrtigung und Abnahme von **Stahldraht-Tauwerk aus viellitzigem Kabel**hlag u. A. folgende Vorschriften:

ahtstärke (unverzinkt)		0,55	0,6	0,65	0,79	0,99	1,17	1,30 mm
uchbelastung des einzelnen Drahtes	Mindestwerth	24	28	33	49	77	108	133 kg
	Mittelwerth	30	35	41	61	96	134	166 „

Anzahl der Verwindungen auf 25 cm Länge	Mindestwerth	14	13	12	9	8	7	(
	Mittelwerth	36	33	31	23	20	17	1E
Anzahl der Doppelbiegungen, Dornhalbmesser 5 mm	Mindestwerth	11	10	9	7	5½	4½	4
	Mittelwerth	16½	15	13½	10½	8	6½	(

Gussstahldraht, wie er von der Firma Felten & Guilleaume in Mülheim a. Rh. zu Förderseilen, namentlich, wenn dieselben auch der Menschenförderung dienen, verwendet wird, pflegt eine Zugfestigkeit von 11500 bis 13000 ki zu besitzen. Grosse Fördertiefe und Förderlast können zur Verwendung festerei Materials drängen, man greift dann zu Gussstahldraht von 15000 bis 16000 kg un unter Umständen 18000 bis 20000 kg Zugfestigkeit; allerdings nur gezwungen, d die Zähigkeit des Materials von so hoher Festigkeit eine weit geringere ist. Die höchst dem Verfasser bekannte Zugfestigkeit von Gussstahldraht beträgt rund 26000 kg be 0,75 mm Stärke des Drahtes.

Zur Beurtheilung der thatsächlichen Elasticitäts- und Festigkeitseigenschafte der Drähte liefert Tetmajer im 4. Hefte seiner Mittheilungen aus der Anstalt zu Prüfung von Baumaterialien am eidgenössischen Polytechnikum in Zürich, 189(S. 227 u. f. einen werthvollen Beitrag, der namentlich die Drahtseile der schweizerischen Drahtseilbahnen behandelt.

e. Gusseisen.

Von einem im Allgemeinen für Maschinentheile brauchbaren Gusseisen kai gefordert werden, dass ein unbearbeiteter quadratischer Stab (in vollkommen getroc neten Sandformen bei geneigter Lage derselben mit 15 cm hohem Einguss gegossei von 30 mm Seite, auf zwei um 1000 mm voneinander entfernten Schneiden aufliegen bei allmählich steigender Belastung in der Stabmitte hier eine Durchbiegung v etwa 18 mm erfährt, ehe er bricht, wovon 1,5 bis 3 bleibend sich erweisen. In d letzteren Grösse kann ein Mass der Zähigkeit, in der federnden Durchbiegung e Mass der Elasticität erblickt werden. Die Biegungsfestigkeit soll hierbei nic weniger als 2200 kg betragen. In der Regel pflegt sie zwischen 2200 und 2700 zu liegen [1]).

(Ueber Einfluss der Gusshaut und der Querschnittsform vergl. S. 36 u. f.)

f. Stahlguss.

Derselbe wird ebensowohl in Tiegel- als auch in Martinstahl geliefert; vorzug weise jedoch in letzterem Material.

[1]) Manche Lieferungsvorschriften verlangen für Gusseisen eine Zugfestigkeit $K_z \gtreqless 1200$ und ausserdem bei der Biegungsprobe, wie oben angegeben, dass der Stab eine in der Mitte : greifende Last von 450 kg trage, ehe er bricht, also eine Biegungsfestigkeit $K_b \gtreqless \frac{450 \cdot 100}{4 \frac{1}{6} 3^2} = 2500$

Diese beiden Zahlen stehen in dem Verhältnisse 2500 : 1200 = 2,08 : 1. Dieser Werth ist entschie(zu hoch. Verfasser fand bei seinen zahlreichen Versuchen mit Gusseisen dieses Verhältniss rund 1,5 Zur Biegungsfestigkeit von z. B. 2200 kg gehört unter den bezeichneten Umständen (Biegungss quadratisch und unbearbeitet; Zugstab kreisförmig aus den bei der Biegungsprobe erhaltenen Bru stücken herausgearbeitet) eine Zugfestigkeit von etwa 1500 kg. Bei Bearbeitung der Biegungsst steigt das Verhältniss $K_b : K_z$ auf ungefähr 1,7 bis 1,8.

Der **Bochumer Verein für Bergbau und Gussstahlfabrikation**, auf dessen Werken Stahlguss zuerst hergestellt worden ist, macht in Bezug auf seinen „**Bochumer Gussstahl**", welcher in den Grenzen $K_z = 3500$ bis 7000^{kg} erzeugt wird, folgende Angaben, giltig für gegossenes, nicht geschmiedetes Material.

1. Material, geeignet für Gegenstände, welche der unmittelbaren Abnützung unterworfen sind.

   a) Scheibenräder (Vollräder, deren Nabe, Scheibe und Radkranz aus einem Stück gegossen ist) und Herzstücke:

   $K_z = 5500$ bis 6500^{kg}, φ und ψ unbedeutend.

   b) Zahnräder, Achslagerkasten, Gleitbacken für Lokomotiven u. s. w.:

   $K_z = 5000$ bis 5500^{kg}, φ und ψ unbedeutend.

2. Material, geeignet für Gegenstände, welche einer unmittelbaren Abnützung nicht oder nur unerheblich unterworfen sind und von denen weniger Härte als eine gewisse Zähigkeit verlangt wird.

   Radkörper, welche mit Reifen überzogen werden, Theile für Lafetten und Marinezwecke (Schiffssteven, Anker, gewisse Maschinentheile) u. s. w.: $K_z = 3500$ bis 4000^{kg}, φ bis zu $30\,\%$ (auf 200^{mm}), ψ bis zu $50\,\%$.

   Aus diesem Stahlguss gefertigte Stäbe von 32^{mm} Quadratseite lassen sich, ohne Bruch oder Risse zu zeigen, in kaltem Zustande bis zu einem Winkel von etwa 135^0 zusammenbiegen.

3. Presscylinder, wie oben unter Ziff. 1 b.

   Als noch zulässige Anstrengung der Cylinder im Betriebe wird $k_z = 1200^{kg}$ angesehen.

Das **Grusonwerk in Buckau-Magdeburg** gewährleistet für seinen **Stahlformguss**:

	K_z	φ (auf 200^{mm})
Weich . . .	4200 bis 5000^{kg},	15 bis 25 %,
Mittelweich .	5000 „ 6000 „	5 „ 10 „
Mittelhart .	6000 „ 7000 „	2 „ 3 „
Hart . . .	7000 „ 9000 „	— —,

giltig für gegossenes und geglühtes Material.

Die **Hagener Gussstahlwerke in Hagen i. W.** geben für Maschinentheile an, dass ihr Gussstahl, wie er zu Formguss verwendet wird, in der Regel eine Zugfestigkeit von etwa 4500 bis 6000^{kg} besitzt, und naturgemäss je nach dem Verwendungszwecke in Härte und Zähigkeit verschieden ist.

Im Allgemeinen kann bei Stahlgussstücken ein vollständiges Freisein von Poren oder Lunkstellen nicht erwartet werden.

In der Regel wird für Maschinentheile nur dann zu Stahlguss gegriffen werden, wenn dieselben bei Herstellung aus Gusseisen nicht die erforderliche Widerstandsfähigkeit (gegen Bruch, Abnützung) bieten oder zu stark (schwer) ausfallen, und bei Anfertigung aus schmiedbarem Material (Eisen, Stahl) zu theuer werden würden. Im Falle der Verwendung von Stahlguss empfiehlt es sich, bei der Formgebung, bei der Wahl der geringsten Wandstärken u. s. w. die Eigenart des Materials nöthigenfalls nach Rücksprache mit dem betreffenden Hüttenwerk voll in Betracht zu ziehen. Dass die bei jedem Stahlgussstück ursprünglich vorhandenen Spannungen namentlich dann beseitigt werden müssen, wenn sie nach Massgabe der Form des Körpers in erheblicher

Grösse zu erwarten sind, ist eine selbstverständliche Forderung, deren Befriedigun dem heutigen Stande der Stahlgusserzeugung übrigens keine Schwierigkeiten b

Ein wesentlich weiteres Verwendungsgebiet erkennt die Gussstahlfa von Fr. Krupp in Essen dem Stahlguss zu. Nach Mittheilungen derselben (Februar 1891) werden durch die neuesten Fortschritte ähnliche Festigkeitsza namentlich ähnliche Dehnungen erreicht, wie bei geschmiedetem Stahl.

1. Für Vorder- und Hintersteven, Speichenräder, Kurbeln u. s. w.:
$K_z = 4200$ bis 5000^{kg}, $\varphi =$ bis 25—30 %, $\psi =$ bis 40—60 %,
Proportionalitätsgrenze etwa 2200^{kg},
2. Für Kolben, Bläuelstangen, Zahnräder u. s. w.:
$K_z = 4500$ bis 5500^{kg}, $\varphi =$ bis 20—27 %, $\psi =$ bis 35—55 %,
Proportionalitätsgrenze ungefähr 2500^{kg},
3. Für Scheibenräder mit aufgegossenen Reifen, Herzstücke:
$K_z =$ rund 6000 bis 7000^{kg}, $\varphi =$ rund 10 %.

Diese Zahlen beziehen sich auf Martinstahlguss und unterscheiden sich solchen für Tiegelstahl nur insofern, als der Formguss aus Martinstahl im Allgeme weicher gehalten wird wie derjenige aus Tiegelstahl. Sie gelten, wie die F Fr. Krupp ausdrücklich hervorhebt, für Versuchsstäbe, welche ohne jedes Vorschmi hergestellt werden.

3. Bemerkungen zu den Koeffizienten der Zusammenstellung auf Seite 34 und 35.

a. Dehnungskoeffizient und Schubkoeffizient.

Die angegebenen Dehnungskoeffizienten für Schweisseisen, Flusseisen Flussstahl sind die üblichen, übrigens durch die zahlreichen Versuche auch Gegenwart als zutreffend bestätigten Zahlen. Wenn aus Biegungsversuchen in die jüngste Zeit grössere, mit der Höhe der Versuchsstücke stark wachs Werthe für α ermittelt wurden, so liegt der Grund hierfür — wie Verfasser in Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 222 u. f. nachgewiesen un „Elasticität und Festigkeit“ § 22, Ziff. 1 und § 52, Ziff. 2 b nochmals eingel erörtert hat — in dem Irrthum, welchen man bei Berechnung von α aus den suchsergebnissen mit Vernachlässigung des Einflusses der Schubkraft beging. die Letztere berücksichtigt, so ist die Uebereinstimmung zwischen den aus der Z probe bestimmten Dehnungskoeffizienten und den aus Biegungsversuchen ermitt eine so gute wie überhaupt erwartet werden kann. Bei der grundsätzlichen Bedeut welche dieser Frage innewohnt, muss dieses Uebersehen besonders hervorgeh werden, und zwar um so mehr, als dasselbe zu der Auffassung veranlasst hat, Dehnungskoeffizient (Elasticitätsmodul) für Biegung sei um einen gewissen B grösser (kleiner) als derjenige für Zug und Druck [1]).

[1]) Bei Durchführung der werthvollen Untersuchungen über den Werth des Thomas-Flusse in der Anstalt zur Prüfung von Baumaterialien am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich theilungen dieser Anstalt 1886, S. 95 u. f., sowie Tabelle 1, 2 und 8) wurde für Flusseisen gef

der Elasticitätsmodul $\frac{1}{\alpha}$

Bei **Gusseisen** ist α veränderlich und zwar zunehmend mit wachsender Spannung; auch mit der Beschaffenheit des Gusseisens schwankt α ganz erheblich und zwar viel bedeutender als bei dem schmiedbaren Eisen und Stahl. Die angegebenen Zahlen $\frac{1}{1050000}$ (bei der Spannungsstufe etwa von $\sigma = + 200$ bis $\sigma = + 400^{kg}$) steigend bis auf ungefähr $\frac{1}{750000}$ bei der Spannungsstufe $\sigma = + 800$ bis $\sigma = + 1000^{kg}$) sind aus **Zugversuchen** gewonnene Werthe für zähes, von der Gusshaut befreites Material. Gegenüber Druckspannungen nimmt α langsamer zu (vergl. hierüber „Elasticität und Festigkeit“ 2. Aufl., S. 97 u. f.).

Die Ableitung von α für Gusseisen aus **Biegungsversuchen** kann zutreffende Ergebnisse nicht liefern, da die Entwickelung derjenigen Gleichungen, aus welchen schliesslich α zu berechnen ist, Unveränderlichkeit dieser Grösse voraussetzen.

Das die **Gusshaut** bildende Material besitzt einen kleineren Dehnungskoeffizienten, als das innerhalb gelegene Gusseisen. Hierdurch erklärt sich auch die geringere Biegungsfestigkeit, welche Rohgussstäbe im Vergleich mit Stäben ohne Gusshaut besitzen, sowie die grössere Durchbiegung der Letzteren [1]).

Der aufgenommene Dehnungskoeffizient für **Stahlguss** wurde aus Biegungsversuchen mit quadratischen Stäben gewonnen. Die Einzelergebnisse schwankten zwischen $\frac{1}{2230000}$ und $\frac{1}{2050000}$.

Der **Schubkoeffizient** β, welcher für durchaus gleichartiges (isotropes) Material zum Dehnungskoeffizienten α in der Beziehung

---

a) aus **Zugversuchen**, wobei die Versuchsstäbe entnommen wurden

Deutsches Normalprofil	den Flanschen der Träger (Tab. 1, S. 120 u. 121)	den Stegen der Träger (Tab. 2, S. 122 u. 123)	Durchschnitt
Nr. 24 (24 cm hoch)	2101000	2143000	2122000
„ 19 (19 „ „)	2174000	2083000	2128500
„ 14 (14 „ „)	2162000	2127000	2144500
„ 10 (10 „ „)	2125000	2111000	2118000
		Mittel	2128000

b) aus **Biegungsversuchen** mit den ganzen Trägern bei 1500 mm Entfernung der Auflager (Tab. 8, S. 134 u. 135)

Nr. 24 (24 cm hoch)	1673000	berechnet ohne Rücksicht auf die Schubkraft.
„ 19 (19 „ „)	1787000	
„ 14 (14 „ „)	1983000	
„ 10 (10 „ „)	2111000	

Hiernach wäre z. B. $1 : \alpha$ des ganzen Trägers Nr. 24, ermittelt aus **Biegungsversuchen**, um

$$2122000 - 1673000 = 449000$$

kleiner als der aus **Zugversuchen** abgeleitete. Wird der Einfluss der Schubkraft bei Berechnung von $1 : \alpha$ aus den Biegungsversuchen berücksichtigt, so folgt

für Nr. 24	2140000
„ „ 19	2100000
„ „ 14	2180000
„ „ 10	2220000
Mittel	2160000,

also nur wenig verschieden von dem Mittel 2128000, welches aus den Zugversuchen sich ergab.

[1]) Auch die Erfahrungsthatsache steht hiermit im Zusammenhange, dass Gussplatten sich leichter richten lassen, nachdem die Gusshaut durch Bearbeitung beseitigt worden ist.

$$\beta = 2 \frac{m+1}{m} \alpha$$

steht, beträgt, wenn dem heutigen Stande der Versuchsergebnisse entsprechend

$$m = \frac{10}{3}$$

gesetzt wird,

$$\beta = 2{,}6\ \alpha$$

oder

$$\alpha = 0{,}385\ \beta.$$

b. Proportionalitätsgrenze, Streck-(Quetsch-)grenze. Elasticitätsgrenze.

Die Spannungen, welche durch diese Namen nach Massgabe des S. 3 Gesagten bezeichnet werden sollen, sind weit weniger bestimmte Grössen al genommen zu werden pflegt.

Durch Beanspruchung eines Stabes über die Grenzspannungen hinaus w dieselben selbst höher gelegt[1]) (und zwar nicht bloss bei schmiedbarem Eisei Stahl von genügender Weichheit, sondern auch bei anderen Metallen, wie Bı Kupfer und Zink), ebenso steigt die Bruchfestigkeit durch wiederholtes Zerreis Dabei verliert das Material an Zähigkeit, infolgedessen nimmt die Widerstandsl keit gegen die Wirkungen veränderlicher Kräfte, wie sie Maschinentheile meist a halten haben, namentlich aber Stössen gegenüber, ab.

Ganz ähnlich wie die Ueberschreitung der genannten Grenzspannungen wirl Bearbeitung des Eisens in kaltem Zustande durch Hämmern, Walzen, Ziehen u. s. sowie plötzliches Ablöschen des glühenden Eisens in kaltem Wasser[4]).

---

[1]) Wie insbesondere durch Versuche von Bauschinger festgestellt worden ist, äusse dieser Erhöhung oder — allgemein gesprochen — bei dieser Verschiebung die Zeit einer erheblichen und eigenartigen Einfluss. So ergab sich u. A., dass die Proportionalitätsgrenze dur Ueberschreiten der Streckgrenze herabgeworfen wird, oft bis auf Null, wenn die Stäbe unm bar nach dem Strecken und Entlasten wieder dem Versuche unterworfen werden. In der Ze Ruhe aber, die nach der Entlastung verstreicht, hebt sich auch die Proportionalitätsgrenze w erreicht nach mehreren Tagen die Belastung, mit welcher gestreckt wurde, und wird nach gen langer Zeit, sicher nach mehreren Jahren, selbst über diese Belastung hinaus gehoben u. Hinsichtlich dieser auf das Gebiet der elastischen Nachwirkungen („Elasticität und Festigkeit' übergreifenden Erscheinungen muss auf Bauschinger's Arbeit: „Mittheilungen aus dem mecha technischen Laboratorium der k. techn. Hochschule zu München", 13. Heft, 1886 verwiesen w

[2]) Versuche von Bauschinger mit Blechen aus Schweisseisen zeigten Wachsthum der F keit in der Walzrichtung, dagegen Abnahme derselben senkrecht dazu. „Mittheilungen" u. 2. Heft, S. 6 und 7.

[3]) Bei Körpern aus Materialien, welche zu Formänderungen mehr geneigt sind, als i einzelnen Fällen der Verwendung erwünscht ist, kann durch entsprechend hohe Anstrengung (I legen der Elasticitätsgrenze) das Eintreten von merkbaren bleibenden Formänderungen im Be sicherer vermieden und ihnen gleichzeitig auch eine grössere Festigkeit ertheilt werden. Zu erscheint dieses Verfahren nur dann, wenn dies von der hiermit verknüpften Verminderun Zähigkeit des Materials gesagt werden kann. Hierher gehört z. B. das Pressen (Komprimirei Stahles für Schusswaffen bei verhältnissmässig niedriger Temperatur u. s. w.

[4]) S. dagegen die in der Fussbemerkung Ziff. 1 erwähnte Arbeit von Bauschinger, na lich S. 27 daselbst, Satz: Ziff. 4.

Durch Ausglühen und langsames Abkühlen lässt sich das Material mehr oder minder vollständig in seinen ursprünglichen Zustand zurückführen [1]).

Nach dem Vorstehenden können einem und demselben Eisenstabe verschiedene Proportionalitäts- und Streckgrenzen gegeben werden. Dasselbe gilt hinsichtlich der Elasticitätsgrenze.

Die in der Zusammenstellung S. 34 angegebenen Werthe entsprechen dem Zustande, in welchem die Materialien geliefert zu werden pflegen.

Dass Gusseisen weder eine Proportionalitätsgrenze, noch eine Streckgrenze besitzt, wurde bereits erwähnt.

c. Festigkeit.

α. Art der Belastung.

Wird unter Festigkeit ganz allgemein diejenige Spannung verstanden, bei welcher der Bruch eintritt oder — wenn es sich um einen weicheren Stoff, wie weiches Eisen, Blei u. s. w., handelt — bei welcher die Widerstandsfähigkeit des Materials erschöpft ist, ohne dass hierbei Näheres über die Inanspruchnahme — ob ruhend, ob einseitig oder nach beiden Seiten hin wechselnd — festgesetzt ist, so weist jedes Material eine ganze Anzahl von Festigkeiten auf. Es ist eine schon seit lange bekannte Thatsache, dass bei wechselnder Inanspruchnahme die zur Aufhebung der Festigkeit eines Stabes nöthige Kraft kleiner sein kann, als diejenige, welche die Zerstörung durch einmaliges, ruhiges Wirken herbeiführen soll; so wird beispielsweise ein Stab dem Abbrechen leichter zugeführt, wenn man ihn hin- und herbiegt, als wenn er nur in der einen Richtung Belastung erfährt u. s. w. Aber erst Wöhler [2]) gelang es, dieser Thatsache durch ausgedehnte, über zwölf Jahre sich erstreckende Versuche eine zahlenmässige Unterlage zu verschaffen. Bei der hervorragenden Bedeutung, welche diese Versuche besitzen, ist das Wesentlichste im Nachstehenden anzuführen.

Ergebnisse der Wöhler'schen Versuche.

Von den Versuchen selbst werden nur so viele angeführt werden, als zur Erlangung des Einblickes, der Uebersicht erforderlich sind.

1. Versuche mit bearbeiteten Stäben aus eisernen Achsen, welche von der Gesellschaft Phönix im Jahre 1857 geliefert worden sind.

Bei Umrechnung der Centner auf den Quadratzoll rh. in Kilogramm auf das Quadratcentimeter sind die Zahlen abgerundet worden.

a) Die Stäbe wurden durch ruhende Belastung zerrissen.

Das Zerreissen trat ein im Durchschnitt bei $\frac{440 + 450}{2} = 445$ Centner auf den Quadratzoll $= 3250$ kg/qcm, wobei sich eine Dehnung von durchschnittlich

---

[1]) Vergl. den Einfluss des Ausglühens auf die Festigkeitseigenschaften des S. 58 erwähnten Flusseisens.

[2]) Wöhler, Ueber die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl. Berlin 1870. Sonderabdruck aus der Zeitschrift für Bauwesen, Jahrgang 1870.

20 % der ursprünglichen Stablänge und eine Verminderung des Bruchquerschnittes auf 69 % ergab.

b) Die Stäbe wurden wiederholt gedehnt, wobei die Spannungen je von Null bis zu einem Grösstwerth σ_{max} stiegen und dann wieder bis auf Null herabsanken.

σ_{max}	Anzahl der Dehnungen bis zum Zerreissen
3500 [1])	800
2340	10141645

Wöhler schliesst hieraus, dass die Bruchbelastung gegen beliebig oft wiederholte Dehnungen nach der einen Richtung der Stabachse hin auf 300 Centner auf den Quadratzoll = 2190 $^{kg}/_{qcm}$ angenommen werden darf.

c) Die Stäbe wurden wiederholt gedehnt, wobei die Spannungen je von einem Mindestwerth σ_{min}, der oberhalb Null liegt, bis zu einem Grösstwerth σ_{max} stiegen und dann wieder sanken.

σ_{min}	σ_{max}	Anzahl der Dehnungen bis zum Zerreissen
1460	3210	2373424
1750	3210	nach 4 Mill. Dehnungen noch im Betriebe.

d) Die Stäbe wurden wiederholt nach **einer** Seite hin gebogen, so dass bei jeder Biegung in jedem Punkt eines Querschnittes mit Ausnahme der in der Neutralachse liegenden die Normalspannungen von Null bis zu einem gleich bleibenden grössten Werth wuchsen und wieder bis Null sanken. Die grösste Spannung σ_{max} wird hierbei nur in denjenigen Punkten des in Bezug auf die Nullachse symmetrischen Querschnittes eintreten, welche am weitesten von der letzteren abstehen.

σ_{max}	Anzahl der Biegungen bis zum Bruche
4010	169750
2630	4035400
2190	nach 482000000 Biegungen noch im Betriebe.

Wöhler setzt hiernach die Bruchbelastung gegen beliebig oft wiederholte Beanspruchungen auf Biegung nach einer Richtung hin zu 2190 $^{kg}/_{qcm}$ fest, welche Zahl sich in Uebereinstimmung befindet mit der Bruchbelastung gegen wiederholte Dehnungen.

e) Die auf Biegung beanspruchten cylindrischen Stäbe wurden so gedreht, dass bei jeder Umdrehung in jedem Punkte eines Querschnittes mit Ausnahme des Schwerpunktes eine grösste Zug- und eine dieser gleich grosse Druckspannung mit stetigem Uebergang von der einen in die andere statthatte. (Belastung der auf Biegung beanspruchten Wellen u. s. w.)

---

[1]) Ob der Unterschied zwischen σ_{max} = 3500 und der unter a gegebenen Bruchbelastung von 3250 ^{kg} eine Folge geringerer Festigkeit der nach a zerrissenen Stäbe ist, oder ob σ_{max} deshalb grösser ausfallen musste, weil sich vielleicht bei den Versuchen unter c die Formänderungen infolge des raschen Aufeinanderfolgens der Inanspruchnahmen nicht so ausbilden konnten, als bei ruhender Belastung, muss dahingestellt bleiben. Bis zu einer Entscheidung über den Einfluss der Dauer der Belastung, die durch diesen Unterschied wahrscheinlich angedeutet wird, ist es gerathen, die Bruchbelastung etwas niedriger anzunehmen, als sie Wöhler fand.

σ_{max}	Anzahl der Drehungen bis zum Bruche
± 2330	56430
± 1310	19186791
± 1170	nach 132250000 Drehungen noch im Betriebe.

Wöhler bestimmt auf Grund dieser Ergebnisse die Bruchbelastung gegen beliebig oft wiederholte Inanspruchnahme auf Biegung nach allen Richtungen hin zu ± 1170 kg.

2. Versuche mit bearbeiteten Stäben aus Gussstahlachsen, welche Krupp im Jahre 1862 geliefert hatte.

a) Beanspruchung wie unter 1a.

Das Zerreissen trat ein bei im Durchschnitt $\frac{1025 + 1050 + 1050}{3}$ Centner auf den Quadratzoll $= 7600$ kg/qcm, wobei eine Dehnung von im Mittel 14 % der ursprünglichen Stablänge und eine Verminderung des Bruchquerschnittes auf 80 % stattfand.

b) Beanspruchung wie unter 1b.

σ_{max}	Anzahl der Dehnungen bis zum Zerreissen
5840	18741
3650	473766
3500	nach 13600000 Dehnungen noch im Betriebe.

Wöhler setzt die entsprechende Bruchbelastung auf 3500 kg/qcm fest.

c) Beanspruchung wie unter 1c.

σ_{min}	σ_{max}	Anzahl der Dehnungen bis zum Zerreissen
2920	5840	nach 12100000 Dehnungen noch im Betriebe
2560	5840	„ 12000000 „ „ „ „

Hiernach Grenzwerth des Spannungsunterschiedes, wenn die Grösstspannung auf 5840 kg gesteigert wird, 3280 kg.

d) Beanspruchung wie unter 1d.

σ_{max}	Anzahl der Biegungen bis zum Bruche
3840	1031200
3650	5234200
3650	nach 40600000 Biegungen noch im Betriebe.

Wöhler legt die entsprechende Bruchbelastung auf 3500 kg/qcm.

e) Beanspruchung wie unter 1e.

σ_{max}	Anzahl der Drehungen bis zum Bruche
± 3060	55100
± 2190	45050640

Wöhler nimmt hiernach die entsprechende Bruchbelastung zu 2040 kg/qcm an.

f) Die Stäbe wurden nach einer Richtung hin wiederholt verdreht, sodass also bei jeder Verwindung in jedem Punkte eines Querschnittes die Schubspannung von Null auf einen grössten Werth τ_{max} wuchs und dann wieder bis Null sank.

τ_{max}	Anzahl der Verwindungen bis zum Bruche
3280	373800
2920	879700
2770	nach 23850000 Windungen noch im Betriebe.

Die Bruchbelastung gegen beliebig oft wiederholte Inanspruchnahme durch Verdrehung nach einer Richtung hin kann demnach auf 2770 kg/qcm angenommen werden.

g) Die Stäbe wurden wiederholt abwechselnd nach links und rechts verdreht, so dass also bei jeder Verwindung in jedem Punkt eines Querschnittes die Schubspannung zwischen zwei grössten nur dem Vorzeichen nach unterschiedenen Werthen mit stetigem Uebergang durch Null schwankte.

τ_{max}	Anzahl der Verwindungen bis zum Bruche
$\pm$ 1750	859700
$\pm$ 1600	nach 19100000 Verwindungen noch im Betriebe.

Die Bruchbelastung gegen beliebig oft wiederholte Verwindungen nach links und rechts würde sich hiernach auf 1600 kg/qcm annehmen lassen.

h) Der Stab wurde durch eine ruhende Last verwunden.

Die erste bleibende Verwindung erfolgte bei $\tau_{max} = 900$ kg/qcm, bei $\tau_{max} = 1450$ kg/qcm begann dieselbe entschieden zu wachsen.

3. Versuche mit Stäben aus Gussfederstahl von Krupp.

a) Belastung wie unter 1 d.

Gehärtet.

σ_{max}	Anzahl der Biegungen bis zum Bruche
8030	54600
5840	339150
5110	455700
5110	268900
4380	nach 36500000 Biegungen noch im Betriebe.

Ungehärtet.

σ_{max}	Anzahl der Biegungen bis zum Bruche
7300	39950
5840	117000
4380	468200
3650	nach 40600000 Biegungen noch im Betriebe.

b) Die Stäbe wurden wiederholt nach einer Richtung so gebogen, dass sie nicht wieder in den spannungslosen Zustand zurückkehrten, sondern dass die Spannung in jedem Punkte eines Querschnittes von einem gewissen Mindestwerth bis zu einem Grösstwerth stieg und wieder sank, entsprechend der thatsächlichen Beanspruchung der Federn.

Gehärtet.

σ_{min}	σ_{max}	Anzahl der Biegungen bis zum Bruche
2190	8760	22900
3650	8760	86000
5110	8760	50100
5110	8760	251400
5840	8760	nach 35600000 Biegungen noch im Betriebe
6570	8760	33478700.

Ungehärtet.

σ_{min}	σ_{max}	Anzahl der Biegungen bis zum Bruche
3650	7300	400050
4260	7300	376700
4820	7300	nach 19673300 Biegungen ausser Betrieb gesetzt
3650	6570	300900
3650	6570	1238900
4380	6570	nach 33600000 Biegungen noch im Betriebe
2190	5840	2135670
2920	5840	nach 38000000 Biegungen noch im Betriebe
1460	5110	701800
1825	5110	nach 36600000 Biegungen noch im Betriebe.

Zusammenstellung.

Material	Bruch erfolgte noch bei			Bruch erfolgte nicht mehr bei			Grenzwerthe der Spannungsunterschiede
	σ_{min}	σ_{max}	Anzahl der Biegungen	σ_{min}	σ_{max}	Anzahl der Biegungen	
Gehärteter Stahl	6570	8760	33478700	5840	8760	35600000	2190
Ungehärteter „	4260	7300	376700	4820	7300	19673300	2480
„ „	3650	6570	300900	4380	6570	33600000	2190
„ „	2190	5840	2135670	2920	5840	38000000	2920
„ „	1460	5110	701800	1825	5110	36600900	3285
„ „	0	4380	468200	0	3650	40600000	3650
Gehärteter „	0	5110	268900	0	4380	36500000	4380

4. Versuche mit gusseisernen Stäben aus einem Lokomotivcylinder.

Belastung wie unter 1 b.

σ_{max}	Anzahl der Dehnungen bis zum Zerreissen
1095	3140
730	208439
730	nach 7200000 Dehnungen ausser Betrieb gesetzt
730	„ 7600000 „ „ „ „

Ueber die Kraft zum Zerreissen bei ruhender Belastung fehlt leider der Versuch.

Die Wöhler'schen Bruchbelastungen sind nach dem Vorstehenden:

bei Inanspruchnahme auf Zug und Druck (Normalspannung)

für Phönix-Eisen { + 1170 kg, bei andererseits — 1170 kg,
+ 2190 kg, „ „ 0 kg,
+ 3250 kg bei ruhender Belastung,

verhalten sich also wie 1170 : 2190 : 3250, d. i. nahezu wie 1 : 2 : 3,

für Krupp'schen Achsen-Gussstahl	+ 2040 kg, bei andererseits — 2040 kg, + 3500 kg, " " 0 kg, + 5840 kg, " " + 2560 kg, + 7600 kg bei ruhender Belastung,

für Gussfederstahl von Krupp s. Tabelle unter 3,

für Gusseisen + 730 kg, bei andererseits 0 kg,

bei Inanspruchnahme auf Drehung (Schubspannung)

für Krupp'schen Achsen-Gussstahl	+ 1600 kg, bei andererseits — 1600 kg, + 2770 " " " 0 " .

Ausserdem stellte Wöhler fest, dass scharfe Absätze an den Stäben, besonders bei solchen aus Stahl, die Bruchbelastung ganz bedeutend herabdrückten.

Die Versuche von Wöhler wurden von Spangenberg († 1881) fortgesetzt, dessen Arbeiten[1]) die Wöhler'schen Ergebnisse bestätigen. Seit 1881 hat Bauschinger[2]) ebenfalls Dauerversuche der Wöhler'schen Art aufgenommen.

Die in der Zusammenstellung S. 34 für die Zugfestigkeit, bestimmt durch Gl. 6, gegebenen Werthe entsprechen der ruhenden Zugbelastung, welche das Zerreissen herbeiführt; die Angaben über die Druckfestigkeit beziehen sich auf die ruhende Belastung, bei welcher die Widerstandsfähigkeit des Probekörpers erschöpft ist, sei es nun durch Zerstörung, wie bei Gusseisen, oder dadurch, dass das Material nach der Seite abfliesst (vergl. S. 5). Das Material ist bei diesen Angaben im ursprünglichen Zustande vorausgesetzt, d. h. so wie es geliefert zu werden pflegt.

Handelt es sich um weiches Material, welches eine Streck-(Quetsch-)grenze besitzt, so ist für Konstruktionstheile bei Inanspruchnahme sowohl auf Zug, wie auf Druck die Widerstandsfähigkeit der Regel nach erschöpft, wenn diese Grenze erreicht wird. Sie ist dann in beiden Fällen das Massgebende; nicht die Zugfestigkeit, bezw. diejenige Druckspannung, bei welcher etwa zum zweiten Male eine rasche Zunahme der Zusammendrückung eintritt (vergl. Fussbemerkung S. 5 und 6). Dementsprechend wurden die Eintragungen in die Spalte für K gemacht. Wenn in scheinbarem Widerspruch hiermit für K_z die leicht bestimmbaren Zugfestigkeiten eingetragen sind, so geschah das, weil die Streckgrenzen bereits vorher in der fünften Spalte angegeben sind und weil die Zugfestigkeiten einen Anhalt zur Beurtheilung des Materials bilden und jedenfalls dann bekannt sein müssen, wenn keine Streckgrenze vorhanden ist.

Zur Beurtheilung des Werthes hoher Festigkeitszahlen muss im Auge behalten werden, dass von einer gewissen Grenze an mit wachsender Festigkeit die Zähigkeit des Materials abnimmt. Die Rücksichtnahme auf diesen Umstand erhellt deutlich aus den S. 38 u. f. mitgetheilten Anforderungen, welche an Eisen und Stahl für verschiedene Fälle der Verwendung gestellt werden.

Hinsichtlich Gusseisen muss noch hervorgehoben werden, dass nach den S. 36 (Fussbemerkung) erwähnten Versuchen die Biegungsfestigkeit in ganz er-

---

[1]) Veröffentlicht in der Zeitschrift für Bauwesen, Jahrgang 1874 und 1875.

[2]) 13. Heft der von demselben herausgegebenen Mittheilungen.

heblichem Masse abhängig von der Querschnittsform ist (vorzugsweise eine Folge der Veränderlichkeit von α), und bei gleichem Material sich 10 bis 20 % grösser erweist für Stäbe, welche von der Gusshaut befreit worden waren, als für unbearbeitete Stäbe. Je nach der Querschnittsform betrug sie, ermittelt aus Versuchen mit Stäben ohne Gusshaut, das 1,45fache bis das 2,35fache der Zugfestigkeit, bestimmt aus Zugversuchen mit Stäben, welche aus den bei der Biegungsprobe erhaltenen Bruchstücken hergestellt worden waren. Sie überschreitet die Zugfestigkeit um so bedeutender, je mehr sich das Material nach der Nullachse hin zusammendrängt. Das nach der Nullachse hin gelegene Material wird demnach durchaus nicht so schlecht ausgenützt, als man früher annahm, wie das des Näheren seitens des Verfassers in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 196 und 197, S. 226, S. 1094, 1889, S. 144, sowie „Elasticität und Festigkeit“ S. 86 und 87, S. 96 u. f. dargelegt ist.

Stäbe, aus dem Inneren eines dicken Gussstückes herausgearbeitet, geben infolge geringerer Dichtigkeit eine kleinere Festigkeit, als solche, welche aus nach dem Rande zu gelegenem Material entnommen werden. Ebenso pflegen Gussstücke von grösseren Querschnittsabmessungen geringere Festigkeit, als Stücke mit kleinen Querschnitten zu besitzen.

β. Einfluss der Behandlung des Materials.

Hinsichtlich des Einflusses, welchen Ueberanstrengung des Materials, sowie Bearbeitung in kaltem Zustande auf die Festigkeit äussert, ist S. 50 das Nöthigste bemerkt.

Anderer Art ist der Einfluss, welchen wiederholte Verarbeitung des Eisens durch Schmieden und dergleichen im warmen Zustande hat. Während bei der Bearbeitung in kaltem Zustande die Festigkeit wächst und die Zähigkeit entschieden abnimmt, kann durch entsprechende wiederholte Bearbeitung im warmen Zustande bis zu einer gewissen Grenze hin die Festigkeit und Zähigkeit gesteigert oder doch wenigstens die erstere erhöht werden, ohne dass eine erhebliche Abnahme der Zähigkeit stattfindet. Recht scharf zeigt sich dieser Einfluss bei Flusseisen (im weiteren Sinne des Wortes): ein Prüfungsstab, aus dem gegossenen Flusseisenstück in kaltem Zustande herausgearbeitet, ergiebt eine Festigkeit von 4000 kg und eine Dehnung von 5 %, nach vorhergegangener Ausschmiedung des Ingots unter dem Dampfhammer liefert der Stab eine Festigkeit von 5000 kg und mehr bei 15 % Dehnung und darüber.

Ueber die Aenderung der Festigkeit, der Dehnung und Querschnittsverminderung bei sachgemässer Bearbeitung im warmen Zustande sind Versuche von Brauns angestellt worden, worüber in „Stahl und Eisen“, 1883, S. 3 u. f. berichtet ist.

Bezüglich des Einflusses der Form des Stabes und desjenigen der Zeit auf die Festigkeit darf auf „Elasticität und Festigkeit“ § 9, § 10 und § 13 verwiesen werden.

γ. Einfluss der Temperatur.

Ueber den Einfluss der Temperatur auf die Festigkeitseigenschaften des Eisens — das Wort im weiteren Sinne genommen, also Stahl eingeschlossen — liegen

aus jüngster Zeit ausserordentlich lehrreiche Versuche von **Martens** (Beobachter **Rauh**) vor[1]).

Diese Versuche sind mit Flusseisen von drei verschiedenen Härtestufen durchgeführt, zu deren Kennzeichnung die Ergebnisse der bei gewöhnlicher Zimmertemperatur vorgenommenen Prüfung angeführt seien:

	Zugfestigkeit		Dehnung auf 100 mm		Querschnittsverminderung	
	Anlieferungs-zustand	geglüht	Anlieferungs-zustand	geglüht	Anlieferungs-zustand	geglüht
Härtestufe I	4100 kg	3840 kg	26,9 %	30,4 %	48,3 %	58,6 %
„ II	4800 „	4370 „	26,4 „	28,9 „	49,0 „	48,7 „
„ III	5280 „	4700 „	28,6 „	28,6 „	53,3 „	61,5 „

Es wurden nun von jeder Härtestufe eine genügende Anzahl von Rundstäben (behufs Gewinnung von den Verhältnissen entsprechend zuverlässigen Durchschnittsergebnissen) bei den Temperaturen

$-20^0 \quad +20^0 \quad 100^0 \quad 200^0 \quad 300^0 \quad 400^0 \quad 500^0 \quad 600^0$ C.

der Untersuchung unterworfen.

In Fig. 21 ist ein Theil der Versuchsergebnisse durch graphische Darstellung wiedergegeben und zwar für die Härtestufe I mit den Temperaturen als Abscissen:

die Linien der Zugfestigkeiten K_z (Gl. 6), ermittelt — wie üblich — als Quotient aus der grössten Kraft, mit welcher der Stab belastet gewesen und dem ursprünglichen Stabquerschnitt,

die Linie der Querschnittsverminderung ψ (Gl. 7),

die Linie der Dehnungen φ (Gl. 8) auf 50 mm ursprünglicher Länge, und

die Linie des Dehnungskoeffizienten α.

Fassen wir zunächst die Kurven der Querschnittsverminderungen ψ ins Auge, so zeigt sich, wie ψ bei etwa $+10^0$ C. einen Grösstwerth (58,6 %) besitzt, dann ziemlich rasch abfällt, bei 300^0 C. seinen kleinsten Betrag (23 %) erlangt und von hier aus ausserordentlich rasch ansteigt bis auf $\psi = 90{,}5$ % bei 600^0 C. Insoweit die Querschnittsverminderung ein Mass der Zähigkeit bildet, erreicht diese demnach einen Mindestwerth bei 300^0 C.

Ganz das Gleiche ergeben die Versuche für die Härtestufe II und die Härtestufe III. Bei Letzterer beträgt

für	-20^0	$+20^0$	100^0	200^0	300^0	400^0	500^0	600^0 C.
$\psi =$	57,5 %	61,5 %	55,4 %	36,3 %	8,5 %	44,5 %	74,1 %	89,3 %,

entsprechend einer Verminderung der Zähigkeit von $\psi = 61{,}5$ % bei 20^0 C. auf weniger als 1/7 dieses Werthes bei 300^0 C.

Das Material, welches bei gewöhnlicher Temperatur eine sehr bedeutende Zähigkeit aufwies, ist bei 300^0 C. spröde geworden[2])!

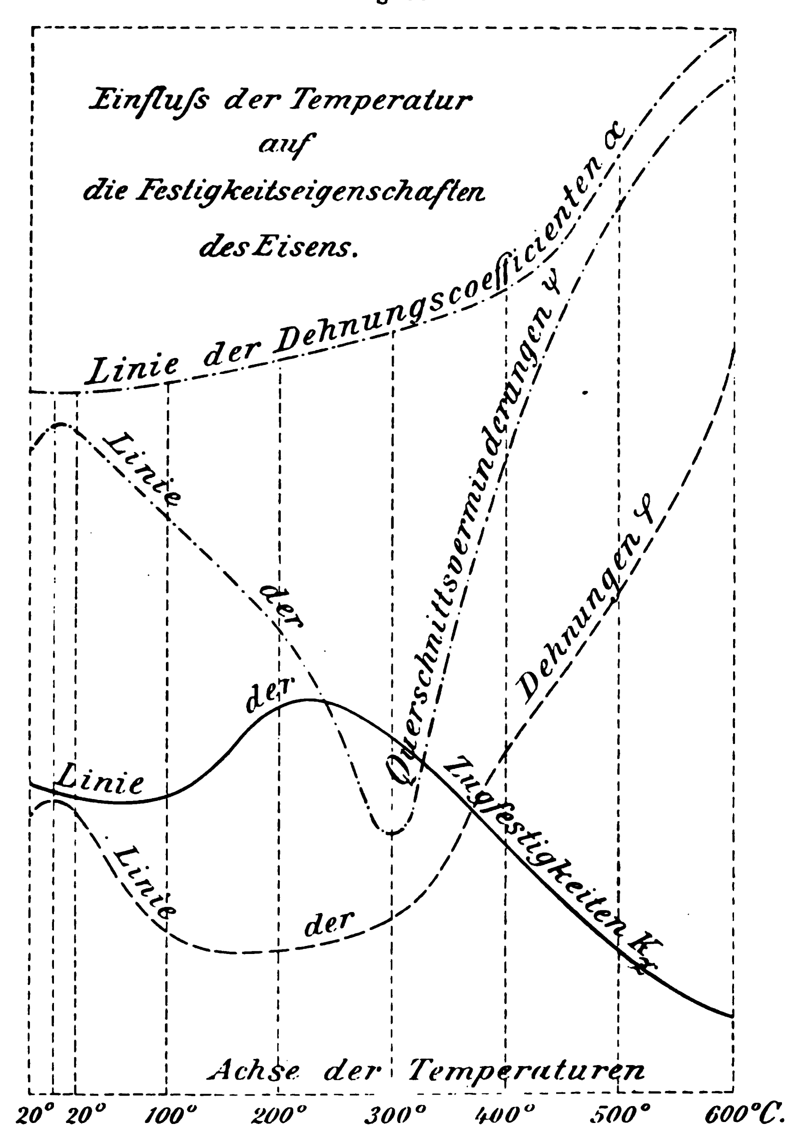
---

[1]) „Mittheilungen aus den königlichen technischen Versuchsanstalten zu Berlin", 1890. Viertes Heft, S. 159 u. f.

[2]) Diese Erscheinung wird durch die Versuche allerdings genau bei 300^0 C. nachgewiesen, da diese Temperatur eben Versuchstemperatur war. Würden in der Nähe von 300^0 C. auch

Die Linie der Zugfestigkeiten K_z verhält sich hinsichtlich ihres Verlaufes ezu umgekehrt, wie diejenige der Querschnittsverminderungen. Sie fällt zunächst $K_z = 4120^{kg}$ bei -20^0 C. und 3840^{kg} bei $+20^0$ C. zu einem Kleinstwerth

Fig. 21.



von etwa $K_z = 3800^{kg}$ bei ungefähr 50^0 C., steigt alsdann bis $K_z = 5150^{kg}$ bei etwa 240^0 C., besitzt für 300^0 C. die Höhe $K_z = 4740^{kg}$, d. i. $100 \frac{4740-3840}{3840} = 23\%$ mehr als bei der gewöhnlichen Temperatur von 20^0 C., und sinkt bis auf $K_z = 1070^{kg}$ bei 600^0 C. Es fällt hiernach der Grösstwerth der Zugfestigkeit in die

noch bei anderen Temperaturen Versuche angestellt worden sein, so dürften sich vielleicht kleine Abweichungen hiervon ergeben haben. Verfasser möchte aus dem Verlauf der ψ-Kurve für alle drei Härtestufen schliessen, dass der Mindestwerth von ψ etwa bei 280 bis 290° liegt.

Nähe des Mindestwerthes der Zähigkeit[1]), ein Zusammentreffen, welches für rasch abgekühltes oder überangestrengtes Material schon längst als Erfahrungssatz gilt.

Dieses eigenthümliche Verhalten des Eisens in der Nähe von 300° C., welches dem Anscheine nach bei Flussmaterial schärfer hervortritt als bei Schweisseisen, wird als Blaubrüchigkeit bezeichnet, da es sich in jener Temperatur bemerkbar macht, bei welcher das Eisen blau anläuft. Es ist ihm bei gewissen Schmiedearbeiten, z. B. bei dem Umbördeln, aufmerksam Rechnung zu tragen, indem man das Hämmern unterlässt, sobald die Temperatur des Arbeitsstückes sich jenem bedenklichen Punkt genügend genähert hat. Es muss ferner dazu führen, für Dampfkessel, namentlich für solche zur Erzeugung hochgespannter Dämpfe[2]), jedenfalls da, wo der Wärmedurchgang ein stärkerer ist, d. h. insbesondere für die im Feuer liegenden Platten, nur solche Bleche zu verwenden, welche bei gewöhnlicher Temperatur möglichste Zähigkeit aufweisen. Manche Brüche von Zapfen, Achsen und Wellen aus Stahl, welche im Betriebe mehr oder minder warm, d. h. heiss gelaufen sind, dürften sich aus der Eigenschaft der Blaubrüchigkeit erklären.

Die Linie der Dehnungen φ in Fig. 21 besitzt für etwa 160° C. mit φ = 19% ihre tiefste Stelle (bei Härtestufe III ungefähr für 270° C.). Diese fällt also hier nicht mit dem Mindestwerth der Querschnittsverminderung zusammen (bei Härtestufe III thut sie das nahezu); immerhin aber ist die Dehnung bei 300° C. mit φ = 23% erheblich niedriger als bei 20° C. (37,2%).

Für das Material der Härtestufe III beträgt

bei	— 20°	+ 20°	100°	200°	300°	400°	500°	600° C.
φ (auf 50 mm)	33.8%	36,7%	25.5%	16%	13%	39.1%	57,4%	80.3%

und der Mindestwerth von φ bei ungefähr 270° C. nur ein Drittel der Dehnung für 20° C.

Von Bedeutung ist insbesondere noch, dass bei — 20° C. die Querschnittsverminderung wie auch die Dehnung etwas geringer wird, als bei + 20° C., während K_z sich grösser erweist (das Material der Härtestufe III zeigt diese Erscheinung noch viel ausgeprägter). Hierdurch würde sich eine allerdings nur geringe Verminderung der Widerstandsfähigkeit gegenüber Stössen und dergleichen bei Wintertemperatur

---

[1]) Dass die Zugfestigkeit in der Nähe von 300° C. am grössten ausfällt und die Zähigkeit weit geringer ist als bei gewöhnlicher Temperatur, war übrigens schon früher bekannt. Vergl. die auch sonst inhaltreiche Mittheilung von Fr. Krause in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886. S. 137 u. f.

Die daselbst gegenüber den damals bekannten Versuchen gemachte Bemerkung, es sei die Erscheinung der Festigkeitszunahme darauf zurückzuführen, dass die Dehnbarkeit des Eisens bei der Erwärmung abnehme und dadurch der Querschnitt ein grösserer bleibe, sodass bei Beziehung der Bruchbelastung auf den thatsächlichen Bruchquerschnitt sich eine Festigkeitsabnahme herausgestellt haben würde, trifft für die vorliegenden Versuche nicht zu. Der Querschnitt, durch welchen die grösste beim Versuch aufgetretene Belastung dividirt wird, ist nicht derjenige der Einschnürung oder der durch die Dehnung verminderte, sondern der ursprüngliche Querschnitt.

[2]) Der Dampfspannung von 10 kg 14 kg Ueberdruck
entspricht eine Temperatur von 183° C. 197° C.,
wobei überdies noch in Betracht kommt, dass die kräftig heizenden Kesselwandungen naturgemäss eine noch erheblich höhere Temperatur besitzen müssen. Die Temperatur solcher Bleche weicht demnach nicht mehr bedeutend von der als besonders ungünstig erkannten ab.

erklären lassen; auch die Gepflogenheit des Handwarmmachens zu richtender Stäbe würde dadurch eine gewisse Begründung erfahren [1]).

Die Linie der Dehnungskoeffizienten α verläuft anfangs so gut wie parallel, entsprechend einem Gleichbleiben von α. Dann steigt sie, zunächst langsam, später rascher. Es beträgt

bei	20°	200°	300°	400°	500°	600°
$\alpha =$	$\frac{1}{2070000}$	$\frac{1}{1950000}$	$\frac{1}{1880000}$	$\frac{1}{1790000}$	$\frac{1}{1510000}$	$\frac{1}{1340000}$.

Wenn auch der Genauigkeitsgrad, insbesondere der bei den höheren Temperaturen ausgeführten Messungen angesichts der grossen Schwierigkeiten, mit welchen hier der Beobachter zu kämpfen hat, nur ein sehr beschränkter sein kann, so erscheint er doch ausreichend, um die Hauptsache deutlich erkennen zu lassen, d. h. um gewisse Erkenntnisse über die Blaubrüchigkeit des Eisens sicher zu stellen.

d. Zulässige Anstrengung.

Bei der Herleitung der Abmessungen von Maschinentheilen aus den beanspruchenden Kräften sind drei Gesichtspunkte festzuhalten, sofern abgesehen wird von denjenigen Fällen, in welchen Rücksichten auf Herstellung, Fortschaffung, Aufstellung, Abnützung, Erwärmung u. s. w. massgebend erscheinen.

Der erste Gesichtspunkt ergiebt die Forderung, dass die Inanspruchnahme des Materials in keinem Punkte des Körpers die höchstens für zulässig erachtete Grenze, d. i. die zulässige Anstrengung, überschreite [2]).

Der zweite Gesichtspunkt führt zu der Forderung, dass die Gesammtformänderung des belasteten Maschinentheiles innerhalb der Grenze bleibe, welche durch den besonderen Zweck desselben oder durch den Zusammenhang mit anderen Theilen gesteckt ist.

Der dritte Gesichtspunkt stellt die Bedingung, dass der Maschinentheil gegenüber dem etwaigen Wirken lebendiger Kräfte sich genügend widerstandsfähig erweise.

Die in der Zusammenstellung S. 34 und 35 gegebenen Werthe sind zulässige Anstrengungen lediglich im Sinne des ersten Gesichtspunktes. Bei ihrer Feststellung war massgebend:

---

[1]) Versuche über den Einfluss sehr niedriger Temperaturen (— 56 bis — 73° C.) auf die Festigkeitseigenschaften des Stahles sind nach „Stahl und Eisen“ 1891, S. 74 auf Veranlassung der französischen Regierung angestellt worden. Die Ergebnisse stehen mit dem oben Bemerkten in Uebereinstimmung.

[2]) Die Frage, ob Dehnung oder Spannung das Mass für die zulässige Anstrengung bilden soll, ist in „Elasticität und Festigkeit“ § 48 erörtert.

Zur Beurtheilung der Frage, inwieweit es richtig erscheint, als zulässige Belastung einen Bruchtheil derjenigen Spannung zu nehmen, welche der Elasticitätsgrenze entspricht, muss bemerkt werden, dass z. B. Gusseisen eine Elasticitätsgrenze überhaupt nicht besitzt, gleichgiltig, ob man unter derselben diejenige Spannung versteht, bis zu welcher Proportionalität zwischen Dehnungen und Spannungen vorhanden ist, oder sie auffasst als diejenige Spannung, innerhalb welcher bleibende Formänderungen nicht eintreten. (Vergl. des Verfassers Arbeit in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 194 und 195.) Ferner ist auf die Veränderlichkeit hinzuweisen, welche die Proportionalitäts- wie die Elasticitätsgrenze, sofern sie überhaupt vorhanden sind, besitzen. (Vergl. S. 3 und 5, sowie S. 50.)

1. die Thatsache, dass die Wöhler'schen Versuche die Festigkeiten bei den drei Belastungsarten angenähert wie 3 : 2 : 1 ergaben, wenigstens für Schmiedeeisen (S. 55),
2. der Umstand, dass die zulässigen Anstrengungen, wie sie sich im Laufe der Zeit im Maschinenbau herausgebildet haben, zu einem grossen Theile auf ein ähnliches Verhältniss schliessen lassen, sofern sie nicht durch besondere Rücksichten, welche ausserhalb des Gebietes der wissenschaftlichen Elasticitäts- und Festigkeitslehre liegen, mehr oder minder stark beeinflusst werden,
3. die Erwägung, dass die Gesammtformänderung eines Maschinentheiles durch eine von der Form und den Abmessungen des Körpers unabhängige zulässige Anstrengung im Allgemeinen nicht unterhalb einer gewissen Grenze gehalten werden kann,
4. die Erwägung, dass diese zulässige Anstrengung nicht bestimmt ist, der Wirkung lebendiger Kräfte von Bedeutung Rechnung zu tragen.

Hiernach bedeuten z. B. bei Schweisseisen die Zahlen:

900, dass ein ruhend belasteter Stab (Stangen, Haken, an denen ruhende Lasten hängen, Balken eines Speichers u. s. w.) eine Spannung von 900 kg,

600, dass ein beliebig oft nach einer Richtung hin gebogener Stab (Hebel von Druckpumpen, Zähne von Rädern, Gestänge von Hubpumpen u. s. w.) eine Spannung von 600 kg,

300, dass ein beliebig oft nach entgegengesetzten Richtungen gleich stark gebogener Stab (Zapfen sich drehender Achsen, diese selbst gegenüber der Schwerkraft u. s. w.) eine Spannung von 300 kg

gestattet, sofern nicht irgend welche Rücksichten veranlassen, davon abzuweichen (vergl. den letzten Satz des ersten Absatzes vom Vorwort zur ersten Auflage). Nach der Bemerkung 1, S. 36 können diese Zahlen für vorzügliches Material (Feinkorneisen) auf 1200, 800 bezw. 400 erhöht werden.

Bei zwischenliegender Inanspruchnahme sind dazwischen gelegene, die Spannungsgrenzen sowie sonstige Einflüsse schätzungsweise berücksichtigende Werthe zu wählen [1]).

---

[1]) Verfasser, welcher 1878 bei seinem Uebertritt aus der Industrie zur Lehrthätigkeit veranlasst war, die zulässigen Belastungen des Maschineningenieurwesens nach Möglichkeit systematisch zu ordnen und bei dieser Gelegenheit zu dem im Vorwort der ersten Auflage angegebenen Ergebniss gelangte, steht auch heute noch auf dem Standpunkte, dass die Aufstellung und Benutzung von Gleichungen, welche die zulässige Materialanstrengung als Funktion der Grenzspannungen liefern, für die Berechnung von Maschinentheilen als das Bessere erscheint, welches des Guten Feind ist. Gerade aus diesem Grunde aber erachtet er sich für verpflichtet, das Folgende, schon an anderer Stelle Bemerkte hier zu wiederholen.

Die Aufstellung von Gleichungen zur Bestimmung der zulässigen Anstrengungen des Materials aus den eingrenzenden Spannungen, wie z. B. nach v. Tetmajer

$$\sigma = \alpha + \beta \left(\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}\right) + \gamma \left(\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}\right)^2,$$

worin bedeutet

σ die zulässige Anstrengung,

σ_{max} und σ_{min} die grösste, bezw. die kleinste der in dem betreffenden Konstruktionstheil auftretenden Spannung,

und

Die angegebenen Zahlen sind zum Theil bekannte Werthe, zum Theil sind sie die Ergebnisse persönlichen Ermessens auf Grund eigener Erfahrungen, die bekanntlich eher auf Herabsetzung der zulässigen Anstrengungen als auf Erhöhung derselben hinzudeuten pflegen. Der Verfasser ist entschieden für reichliche Abmessungen, wo dies die Verhältnisse gestatten.

Die vergleichsweise niedrigen Werthe, welche bei Drehungsbeanspruchung des Schweisseisens zulässig erscheinen, haben ihre Begründung in dem Umstande, dass jede im Querschnitt auftretende Schubspannung von einer gleich grossen, senkrecht dazu stehenden achsialen Schubspannung begleitet ist und dass diese ins-

---

bei Schweisseisen in Stäben . . . . $\alpha = 600$, $\beta = 350$, $\gamma = 80$,
„ Flussschmiedeisen in Stäben . . . . $\alpha = 700$, $\beta = 430$, $\gamma = 100$,
„ Flussstahl in Stäben mit etwa 6000 kg Festigkeit $\alpha = 830$, $\beta = 640$, $\gamma = 250$,

ist in den letzten zwei Jahrzehnten ein sehr beliebtes Arbeitsfeld auf dem Gebiete des Bauingenieurwesens geworden, nachdem Gerber bereits vor reichlich einem Vierteljahrhundert gelegentlich der Berechnung der Mainzer Eisenbahnbrücke einen ersten und 1872 (1874) einen zweiten Vorgang gegeben hatte. Genannt seien: Lauenhardt (1873), Müller (1873), Schäffer (1874), Weyrauch (1875), Winkler (1877), Ritter (1877), Seefehlner (1878), Kherndl (1879), Lippold (1879), Clericetti (1881), Landsberg (1885), v. Tetmajer (1886), Séjourné (1886), Häseler (1886).

Um einen Einblick darüber zu bekommen, welche Zahlen von den verschiedenen Vorschriften als zulässige Anstrengung für Schmiedeisen angegeben werden, entnehmen wir der 1889 erschienenen Arbeit Weyrauch's, „Die Festigkeitseigenschaften und Methoden der Dimensionenberechnung von Eisen- und Stahlkonstruktionen", S. 217 u. f. die nachstehenden Werthe, bezüglich des Näheren auf das genannte Buch verweisend, welches den Gegenstand ausführlich behandelt.

Werthe der zulässigen Anstrengung.

Name des Urhebers der Vorschrift	Ruhende Belastung $\sigma_{min} = \sigma_{max}$ (Belastungsweise a)	Spannungswechsel zwischen σ_{max} und 0, $\sigma_{min} = 0$ (Belastungsweise b)	Spannungswechsel zwischen σ_{max} und $-\sigma_{max}$, $\sigma_{min} = -\sigma_{max}$ (Belastungsweise c)
Gerber	1600	584 bis 703	315 bis 351
Schäffer	1600	646 „ 704	351 „ 354
Lauenhardt-Weyrauch .	880 bis 1050	640 „ 700	350 „ 400
Winkler	1400	592 „ 678	376 „ 448
Seefehlner	1500	600	214
Ritter	1200	600	351
Kherndl	766	507 bis 567	368 bis 443
Lippold	1300	650	433
Clericetti	1250	433 bis 650	260 bis 325
Séjourné	1000	600	428
Landsberg	1050	700 bis 908	448 bis 525
Häseler	842	672 „ 735	336 „ 373
v. Tetmajer	1030	600	330

Ein Blick auf die vorstehende Zusammenstellung, namentlich auf die Spalte a, welche doch für den einfachsten, in seiner Wirkung am sichersten erkannten Fall der Belastung gilt, ist nicht ohne Interesse, selbst wenn man davon absieht, dass die erwähnten Vorschriften in erster Linie für einfache und viel Material fordernde Konstruktionen berechnet sind.

besondere beim Schweisseisen infolge der ausgeprägten Faserrichtung eine geringere Widerstandsfähigkeit findet, als die im Querschnitt wirkende. Diese achsial gerichteten Schubspannungen sind auch Ursache, dass bei auf Drehung beanspruchten Körpern nicht selten schon sehr frühzeitig bleibende Verdrehung eintritt. (Vergl. „Elasticität und Festigkeit“ Schluss von § 32, sowie § 30.)

Die aus dem zweiten der oben bezeichneten Gesichtspunkte hinsichtlich der Gesammtformänderung fliessende Forderung ist eine ausserordentlich wichtige und immer noch viel zu wenig beachtete.

So fällt beispielsweise die zulässige Belastung eines Treibriemens infolge der Rücksichtnahme auf die Erhaltung seiner Elasticität und auf die Gesammtdehnung geringer aus, als diejenige eines Riemens zum Heben eines Mühlfahrstuhles. Wird der Erstere ebenso stark belastet, als der Letztere in Anspruch genommen werden darf, so vermindert sich seine Elasticität ganz erheblich und seine Länge streckt sich so bedeutend, dass er oft nachgespannt und infolgedessen frühzeitig ersetzt werden muss. Es ist also neben der Rücksicht auf die Elasticität die gesammte Längenänderung des Treibriemens, welche eine geringe Anstrengung bedingt. Die Erhaltung der Elasticität, die Längenänderung des Fahrstuhlriemens ist ziemlich gleichgiltig, sofern eine genügende Sicherheit gegen Aufhebung des Zusammenhanges vorhanden ist[1]).

Ganz ähnlich verhält es sich mit einem Treibhanfseil und einem Hanfseil zum Heben von Lasten.

So pflegen die Stärken des Querstückes einer Kurbelschleife, des freitragenden Bayonettrahmens einer Dampfmaschine u. s. w. dadurch bestimmt zu sein, dass die Durchbiegung ein gewisses, höchstens für zulässig erachtetes Mass nicht überschreitet; so kann die Stärke einer Welle bei gegebener Lagerentfernung durch den Winkel bedingt werden, welchen die elastische Linie im Lager mit der ursprünglich geraden Stabachse einschliesst, so sind namentlich bei Werkzeugmaschinen viele der Abmessungen derart zu wählen, dass später im Betriebe an ihnen Formänderungen nicht eintreten, welche die Genauigkeit und die Vollkommenheit, die den Arbeitsstücken eigen sein sollen, beeinträchtigen würden u. dergl.

Was schliesslich den dritten der eingangs erwähnten Gesichtspunkte, betreffend die Widerstandsfähigkeit gegen das Wirken lebendiger Kräfte, anbelangt, so ist hier entweder besondere Rechnung anzustellen, oder gegebenenfalls die eigenthümliche Beanspruchungsweise durch Verminderung der für die zulässigen Anstrengungen im Allgemeinen giltigen Werthe schätzungsweise zu berücksichtigen. Dieses Verfahren wird jedenfalls da einzuschlagen sein, wo sich die plötzlichen Kraftäusserungen, die Stösse, der rechnungsmässigen Feststellung entziehen.

II. Sonstige Materialien.

Ueber die im Folgenden nicht genannten Stoffe findet sich das Nöthige da angegeben, wo des betreffenden Materials gelegentlich seiner Verwendung zu gedenken ist.

---

[1]) Deutlich zeigt sich der Gebrauch, sofort hohe Spannungen zuzulassen, wenn die Formänderungen nicht nur als unschädlich, sondern sogar als erwünscht angesehen werden, wie z. B. bei Federn.

I. Kupfer.

Von dem Kupfer, welches im Lokomotivbau zu den Feuerbüchsen und zu Stehbolzen verwendet wird, pflegt verlangt zu werden:

$$K_z \geqq 2200^{\text{kg}}, \quad \varphi \geqq 35\,\%, \quad \psi \geqq 45\,\%;$$

oder auch für das Feuerbüchsenkupfer

$$K_z \geqq 2000^{\text{kg}}, \quad \varphi \geqq 38\,\%, \quad \psi \geqq 50\,\%,$$

für das Stehbolzen-Rundkupfer

$$K_z \geqq 2200^{\text{kg}}, \quad \varphi \geqq 38\,\%, \quad \psi \geqq 45\,\%.$$

Ausserdem muss sich das Stehbolzen-Rundkupfer, mit aufgeschnittenem Gewinde versehen, bei einer Länge von 180 ^{mm} mit den Enden zusammenbiegen lassen, ohne Risse zu erhalten.

Für gewalztes Kupfer kann der Dehnungskoeffizient zu $\alpha = \frac{1}{1\,100\,000}$ angenommen werden. Die Proportionalitätsgrenze liegt ziemlich tief, bei etwa 200 bis 400 ^{kg}; durch wiederholte Anstrengung kann sie auf das 2- bis 3fache gehoben werden.

Bleibende Dehnungen treten bei noch nicht überangestrengtem (gehämmertem) Material sehr frühzeitig auf, sodass die Elasticitätsgrenze der Null ziemlich nahe liegt. (Vergl. „Elasticität und Festigkeit", § 4.)

Von Bedeutung für die Verwendung von Kupfer erscheint die Abnahme der Festigkeit mit Zunahme der Temperatur. Nach den Untersuchungen des amerikanischen Franklin-Instituts betrug diese Abnahme der Festigkeit von Kupferblech [1])

bei 50°	100°	150°	200°	250°	285°	367°	451°	556° C.
1,75%	5,4%	9,3%	15,1%	20,5%	24,5%	34,3%	49,4%	67,4%.

Neuere Versuche Verschiedener bestätigen diese Abnahme der Festigkeit, so insbesondere auch die von Parker durchgeführten. Derselbe fand:

Versuchswärme	Zugfestigkeit von Kupfer gewalzt	gezogen	elektrolytisch gewonnen
15,5° C.	2250 kg	3150 kg	3780 kg
199° „	1690 „	2240 „	2430 „
199° „	1670 „	2470 „	2320 „
199° „	—	—	2390 „,

entsprechend je einer durchschnittlichen Festigkeitsabnahme von

25, bezw. 25, bezw. 37 % [2]).

Unwin in London hat in neuester Zeit Versuche über den Einfluss der Temperatur auf die Festigkeit nicht bloss des Kupfers, sondern auch der Legirungen desselben angestellt und dabei nachstehende Ergebnisse gewonnen [3]).

---

[1]) Engineering 1888, 2. Halbjahr, S. 125. Die in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 121 wiedergegebene Zusammenstellung ist um 32° F. fehlerhaft.

[2]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 179 u. f. nach Engineering 1888, 2. Halbjahr, S. 126.

[3]) Schweizerische Bauzeitung Bd. XV, S. 6.

Temperatur in ° Celsius	Zugfestigkeit in kg/qcm.						
	Gewalzt			In Sand gegossen			
	Kupfer	Messing	Delta-Metall	Messing	Delta-Metall	Phosphor-Bronce	Rothguss
Atmosphärische	2800	3900	4860	1950	3750	2500	1820
98	2700	—	—	—	—	—	—
125	—	3500	—	—	—	—	—
127	—	—	4430	—	—	—	—
132	—	—	—	—	—	2200	—
149	2590	—	—	—	—	—	—
155	—	—	—	—	3650	—	—
175	—	—	—	1850	—	1920	—
193	—	—	—	—	—	—	1920
205	—	3300	4120	—	—	—	—
208	—	—	—	—	—	—	1720
210	2480	—	—	—	3480	—	—
222	—	—	—	—	—	1930	—
226	—	—	—	—	—	—	1920
232	—	—	—	1620	—	—	—
260	2000	2850	3720	1210	—	1730	1230
263	—	—	—	—	3100	—	—
287	—	—	—	1210	—	—	—
297	—	—	3020	—	—	—	—
310	—	—	—	—	2500	—	—
315	2240	2490	—	—	—	1270	820
323	—	—	—	—	—	—	750
335	—	—	—	—	2000	—	—
338	2150	2280	—	—	—	—	—
340	—	—	—	510	—	—	—
343	—	—	2500	—	—	—	—

2. Bronce.

Messing, Rothguss, Geschützbronce, Phosphorbronce, Deltametall, Aluminiumbronce.

	Dehnungskoeffizient α	Proportionalitätsgrenze	Zugfestigkeit K_z
Messing	—	—	1500
Rothguss	$\frac{1}{900000}$	300	2000
Geschützbronce	$\frac{1}{1100000}$	300	3000
„ , verdichtet	$\frac{1}{1100000}$	900	3200
Phosphorbronce	—	—	4000

	Dehnungskoeffizient α	Proportionalitäts-grenze	Zugfestigkeit K_z
eltametall (Legirung von Kupfer und Zink mit etwas Eisen) [1]) überschmiedet	—	1800 [2])	3600 [2])
erlikoner Bronce, No. A, überschmiedet (15 bis 25 % Dehnung)	—	2800 [2])	4400 bis 5600 [2])

Neuhausener Aluminiumbronce [3])			Neuhausener Aluminiummessing [3])		
Aluminiumgehalt	Zugfestigkeit kg/qcm	Dehnung	Aluminiumgehalt	Zugfestigkeit kg/qcm	Dehnung
11,5 %	8000	0,5 %	4 %	6900	6,5 %
11 „	6800	1 „	3 „	6000	7,5 „
10 „	6400	11 „	2,5 „	5200	20 „
9,5 „	6200	19 „	2 „	4800	30 „
9 „	5750	32 „	1,5 „	4500	39 „
8,5 „	5000	52,5 „	1 „	4000	50 „
5.5 „	4400	64 „	—	—	—

Ueber die Zusammensetzung der Bronce, die eine sehr verschiedene und die Elasticitäts- und Festigkeitseigenschaften mehr oder minder stark beeinflussende sein

---

[1]) Nach Mittheilungen der deutschen Deltametall-Gesellschaft Alex. Dick & Co. n Düsseldorf beträgt die Zugfestigkeit von Deltametall-Rohguss rund 3400 bis 3700 kg; hinichtlich der Festigkeitseigenschaften von gewalztem Material verweist die Gesellschaft auf die ɔlgenden, nach Angabe von der k. mechanisch-technischen Versuchsanstalt in Berlin durchgeführten 'ersuche.

Zugversuche.

5 Rundstäbe von 20 mm Durchmesser.

Dehnungskoeffizient . .	$\frac{1}{1036000}$	bis	$\frac{1}{957600}$,	im Durchschnitt	$\frac{1}{997700}$,
Proportionalitätsgrenze .	1870	„	2500 kg,	„ „	2220 kg,
Streckgrenze	3280	„	3740 „	„ „	3530 „
Zugfestigkeit	5040	„	6160 „	„ „	5880 „
Dehnung (auf 200 mm) .	11,8	„	12,9 %	„ „	12,3 %
Querschnittsverminderung	16,1	„	19,7 „	„ „	17,4 „

Drehungsversuche.

5 Rundstäbe von durchschnittlich nicht ganz 10 mm Durchmesser.
Schubspannung an der Proportionalitätsgrenze 970 bis 1080 kg, im Durchschnitt 1030 kg,
Drehungsfestigkeit . . . . 3690 „ 4240 „ „ „ 4070 „

Von Interesse ist, dass das Deltametall zu Zahnrädern der Vitznau-Rigi-Bahn, sowie der ilatusbahn verwendet wurde und hier nach den Mittheilungen im Schweizerischen Gewerbeblatt 189, Nr. 23, S. 179 befriedigt hat. Der daselbst mitgetheilte Biegungsversuch an den Zähnen nes Rades lässt auf eine Biegungsfestigkeit von über 5000 kg schliessen. (Vergl. auch Zeitschrift es Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 1123.)

[2]) Nach v. Tetmajer, „Die angewandte Elasticitäts- und Festigkeitslehre“, Zürich 1889, S. 83.

[3]) Nach v. Tetmajer, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 959.

kann, liegt aus neuester Zeit vor: Ledebur, „Die Legirungen in ihrer Anwen für gewerbliche Zwecke", 1890.

Ueber die Abnahme der Festigkeit mit zunehmender Temperatur giebt das Kupfer Bemerkte Auskunft.

3. Blei.

Versuche des Verfassers [1]) ergaben für Druckbelastung bei gewöhnlicher] temperatur von etwa 20° C. u. A. Folgendes.

Körperform und Abmessungen	Belastungen kg/qcm, bei welcher das Material	
	noch nicht ausweicht	ausweicht, d. h. seitlich abfli
Gussblei.		
Cylinder, 35 mm Durchmesser, 70 mm Höhe	46	51
„ . 35 „ „ . 35 „ „	59	69
„ . 35 „ „ . 10 „ „	105	126
„ . 160 „ „ . 15 „ „	100	150
Würfel von 80 mm Seitenlänge	50	72
Hartblei.		
Würfel von 80 mm Seitenlänge	250	300

4. Leder.

Aus der grösseren Anzahl von Versuchen, welche Verfasser, namentlich sichtlich der Elasticität des Leders, wie es für Treibriemen Verwendung fi angestellt hat [2]), seien die folgenden Ergebnisse mitgetheilt.

Ein neuer Riemen, im Mittel 9,92 cm breit und 0,62 cm stark, welcher 6 Jahre früher hergestellt und dabei der üblichen Streckung unterworfen wo war, jedoch noch keine Verwendung im Betriebe erfahren hatte, übrigens in du aus gutem Zustande sich befand, wurde abwechselnd mit 25 kg und mit 125 kg, sprechend den Spannungen

$$\sigma_1 = \frac{25}{9,92 \cdot 0,62} = \frac{25}{6,15} = 4,06 \text{ kg} \quad \text{und} \quad \sigma_2 = \frac{125}{6,15} = 20,32 \text{ kg},$$

stet.

Die der Messung unterzogene Strecke besass bei der erstmaligen Belastung eine Länge von 808,4 mm.

hrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, S. 629 u. f., sowie „Elasticität , Ziff. 1.

einen Theil derselben ist berichtet in der Zeitschrift des Vereines deutsch S. 740 u. f.: Festigkeit und Dehnung von Treibriemenleder (halbe Oc streifen von je 60 mm Breite und 300 mm Länge zerschnitten); 1887, S. 221 icität von Treibriemen und Treibseilen; S. 891 u. f.: Elasti olltuch-Treibriemen.

Bei der wiederholten Erhöhung der Belastung auf 125 kg und der jeweiligen ntlastung bis auf 25 kg fanden sich die nachstehend verzeichneten Zahlen.

Belastung in kg	Länge in mm	Längenänderung in mm für den Wechsel der Belastung. Ganze Aenderung der Belastung: bei Zunahme	bei Abnahme	Bleibende Aenderung	Federnde Aenderung	Länge nimmt bleibend zu mm
25	808,4					
		. . 28,0				
125	836,4					
		. . . . .	14,5	13,5	14,5	13,5
25	821,9					
		. . 15,0				
125	836,9					
		. . . . .	14,0	1,0	14,0	14,5
25	822,9					
		. . 14,7				
125	837,6					
		. . . . .	14,3	0,4	14,3	14,9
25	823,3					
		. . 14,6				
125	837,9					
		. . . . .	14,0	0,6	14,0	15,5
25	823,9					
		. . 14,1				
125	838,0					
		. . . . .	14,1	0,0	14,1	15,5
25	823,9					
		. . 14,1				
125	838,0					
		. . . . .	14,1	0,0	14,1	15,5
25	823,9					

Wie ersichtlich, dehnt sich der Riemen bei der erstmaligen Erhöhung der Bestung um 28,0 mm, wovon durch die Entlastung 13,5 mm als bleibend (Dehnungsst) und 14,5 mm als federnd nachgewiesen werden. Das Leder hat hiernach lbst dann, wenn es längere Zeit vorher gestreckt worden ist, eine grosse eigung, sich bleibend zu dehnen. Die zweite Steigerung der Belastung ergiebt ır 15,0 mm Zunahme, wovon 1 mm bleibend, 14mm federnd. Schliesslich nähert sich e Länge des Riemens bei beiden Grenzbelastungen je einer bestimmten Grösse 23,9 mm, bezw. 838,0 mm); das Gleiche thut die Längenänderung, die nach Verhwinden der Dehnungsreste zur federnden, elastischen wird und zwar in der Grösse n 14,1 mm, während die bleibende den Gesammtbetrag von 15,5 mm erreicht. Die einen Unregelmässigkeiten, welche die Längenänderungen erkennen lassen, rühren der Hauptsache von kleinen Unregelmässigkeiten bei Herstellung der Belastung d Entlastung her und lassen sich bei der Empfindlichkeit des Materials gegenüber

Höhe und Dauer der Belastung kaum vollständig vermeiden. (Vergl. „Elasticität und Festigkeit“, § 5, insbesondere vorletzten Absatz.)

Wird der Dehnungskoeffizient α aus der Längenzunahme bei der ersten Belastungssteigerung ermittelt, so findet sich mit dem Spannungsunterschied 20,32 — 4,06 = 16,26 kg

$$\alpha = \frac{28,0}{808,4} \frac{1}{16,26} = \frac{1}{469}$$ [1],

wogegen der Dehnungskoeffizient, welcher der endgiltigen federnden Dehnung, d. h. der eigentlichen Elasticität entspricht, nur

$$\alpha = \frac{14,1}{823,9} \frac{1}{16,26} = \frac{1}{950}$$

beträgt.

Bei Treibriemen erweist sich vorzugsweise nur diejenige Elasticität wirksam, welche bei aufeinander folgenden Spannungsänderungen vorhanden ist; infolgedessen bedarf es zur Beurtheilung eines Materials als eines Stoffes für Treibriemen in erster Linie der Kenntniss des Dehnungskoeffizienten für wechselnde Spannungen, wie er soeben bestimmt worden ist.

Da die Dehnungen und Verkürzungen bei dem hier in Frage stehenden Stoff in erheblichem Masse von der Zeit beeinflusst werden, während welcher die grössere oder kleinere Grenzlast wirkt (vergl. S. 5), so ist α naturgemäss abhängig von der Zeit und gehört zu dessen Grösse streng genommen auch eine hierauf bezügliche Angabe. In der Regel wurde bei den Versuchen des Verfassers die Belastung so rasch gewechselt, als es die Beobachtung der Wage und die Ausführung der Messungen gestatteten. Bei Riemen erfolgten die Wechsel in Zeiträumen von etwa 1,5 Minuten.

Derselbe Riemen wurde sodann abwechselnd den Belastungen 125 kg und 225 kg, entsprechend den Spannungen 20,32 kg und 36,58 kg, ausgesetzt. Bei der erstmaligen Belastungssteigerung dehnte er sich um 12,0 mm und ergab schliesslich 6,5 mm als federnde Dehnung nach achtmaliger Erhöhung und Verminderung der Belastung bei einer Verlängerung der von Anfang an in Betracht gezogenen Strecke auf 846,3 mm bei $\sigma_1 = 20,32$ kg und 852,8 mm bei $\sigma_2 = 36,58$ kg. Hiernach hat eine weitere bleibende Streckung von 838,0 mm auf 846,3 mm stattgefunden.

Der Dehnungskoeffizient der Federung beträgt mit 846,3 mm als anfängliche Länge

$$\alpha = \frac{6,5}{846,3} \frac{1}{16,26} = \frac{1}{2117}.$$

Demnach hat α beim Uebergang von den Spannungsgrenzen $\sigma_1 = 4,06$ kg und $\sigma_2 = 20,32$ kg zu $\sigma_1 = 20,32$ kg und $\sigma_2 = 36,58$ kg sich von $\frac{1}{950}$ auf $\frac{1}{2117}$ vermindert. Der Dehnungskoeffizient nimmt hiernach mit wachsender Spannung ab,

[1] War das Leder vorher nicht gestreckt, so ergeben sich bei Berechnung von α aus der gesammten (bleibenden und federnden) Dehnung noch viel grössere Werthe. Verfasser fand solche bis 0,01 und noch höher. (Vergl. auch Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 742.)

iemen erweist sich also um so weniger elastisch, je stärker er ge-
t wird [1]).

)ie folgenden Zahlen lassen dieses für den Riemenbetrieb ausserordentlich
:e Ergebniss noch deutlicher hervortreten.

Material	Spannungsgrenzen kg	Spannungsunterschied kg	Dehnungskoeffizient α
r Lederriemen, 99,4 mm breit, 6,7 mm stark; z vorher so stark gedehnt, wie dies seitens der Rie- ıfabrikanten vor Ablieferung zu geschehen pflegt	7,5 und 18,75	11,25	$\frac{1}{1250}$
	18,75 „ 30	11,25	$\frac{1}{1890}$
auchter Lederriemen, 69,6 mm breit und n stark, vorher längere Zeit stark gespannt ge- en	7,2 und 21,6	14,4	$\frac{1}{2680}$
	21,6 „ 36,0	14,4	$\frac{1}{3600}$
	36,0 „ 50,4	14,4	$\frac{1}{4130}$
	50,4 „ 64,8	14,4	$\frac{1}{4250}$
lasticität des gebrauchten Riemens ist erheblich nger als diejenige des neuen!) leiche Riemen, nachdem er inzwischen 19 Mo- : hindurch einem leichten Betrieb gedient hatte	7,2 und 21,6	14,4	$\frac{1}{2230}$
ersichtlich, nimmt die Elasticität wieder zu, wenn Riemen längere Zeit nicht stark gespannt wor- ist.) elbe Riemen, nachdem er vorher 30 Minuten k gespannt worden war	7,2 und 21,6	14,4	$\frac{1}{2480}$
auchter Lederriemen, 2½ Jahre benutzt; Betriebe schwach gespannt und meist nur zu em Drittel der zulässigen Anstrengung bean- ıcht; 105,5 mm breit, 5,7 mm stark	12,15 und 24,3	12,15	$\frac{1}{1870}$
	24,3 „ 36,45	12,15	$\frac{1}{2500}$

ür die mittleren Verhältnisse des Gebietes, innerhalb dessen die Beanspruchungen
eibriemen zu liegen pflegen, kann α (gegenüber wechselnden Belastungen) ge-
erden

bei Lederriemen, neu im Mittel $\frac{1}{1250}$,

„ „ , gebraucht „ . „ $\frac{1}{2250}$.

ei schwach gespannten Riemen werden über diese Zahlen hinausgehende, bei
espannten darunter liegende Werthe anzunehmen sein.

[1]) Dieses Gesetz hat Verfasser nicht bloss für Lederriemen, sondern auch für Riemen aus
ı, sowie für Treibseile aus Hanf und aus Draht festgestellt. S. u. A. Zeitschrift des Vereines
r Ingenieure 1887, S. 245, sowie S. 892.

Die Zugfestigkeit guten Kernleders, wie es zu Treibriemen verwendet w pflegt zwischen 250 und etwa 450 kg zu liegen, sofern das Zerreissen rasch erfo Hinsichtlich der Veränderlichkeit der Festigkeit an den verschiedenen Stellen ei Ochsenhaut darf auf des Verfassers Mittheilungen in der Zeitschrift des Verei deutscher Ingenieure 1884, S. 740 u. f. verwiesen werden.

Lässt man die Belastung lang andauernd wirken, so genügt eine erheblich ringere Kraft zum Zerreissen. In dieser Beziehung weisen Versuche nach, dass monatelanger Belastung die Zugfestigkeit auf zwei Drittel desjenigen Werthes sa welchen der Versuch bei raschem Zerreissen lieferte.

5. Hölzer.

Die hier zur Erörterung stehenden Eigenschaften des Holzes sind sehr v änderlich; sie werden insbesondere von dem Feuchtigkeitsgehalt stark beeinflu Selbst an den verschiedenen Stellen des gleichen Stammes können sie ganz erheb voneinander abweichen und zwar weit mehr, als im Allgemeinen angenommen werden pflegt. Aus diesem Grunde sei das Nachstehende, namentlich auf Ergebn der Versuche von Bauschinger sich Stützende angeführt (s. dessen Mittheilun 9. und 16. Heft, 1883, bezw. 1887).

Material		Feuchtigkeitsgehalt %	Gewicht der Raumeinheit	Dehnungskoeffizient α	Proportionalitätsgrenze kg/qcm	Festigkeit kg/qcm
Kiefer, Zug	a	13	0,42	$\frac{1}{54000}$	—	230
	b	13	0,48	$\frac{1}{127000}$	—	1050
	c	13	0,46	—	—	790
Druck	a	16	0,48	$\frac{1}{84000}$	138	229
	b	19	0,54	$\frac{1}{108000}$	173	287
	c	18	0,52	—	—	280
Biegung .		23	0.55	$\frac{1}{108000}$	201	472
Schub .		25	—	—	—	43
Fichte, Zug	a	13	0,44	$\frac{1}{61000}$	—	310
	b	17	0,50	$\frac{1}{123000}$	—	970
	c	16	0,48	—	—	750
Druck	a	17	0,43	$\frac{1}{89000}$	133	209
	b	20	0,49	$\frac{1}{109000}$	170	253
	c	19	0,47	—	—	246
Biegung .		29	0,53	$\frac{1}{111000}$	228	419
Schub .		38	—	—	—	41

Die Versuche fanden etwa 3 Monate nach dem im Monat August erfolgten Fällen der 90 bis 100 Jahre alten Stämme statt.

In der Zusammenstellung bezeichnet a Kernholz, b Splintholz und c das Mittel für den ganzen Querschnitt.

Werden zunächst die aus den Zugversuchen gewonnenen Zahlen ins Auge gefasst, so ergiebt sich, dass der Dehnungskoeffizient für das Kernholz ein erheblich grösserer ist, als derjenige des nach aussen gelegenen Holzes, dass also das Erstere weit nachgiebiger erscheint als das Letztere. Dementsprechend erweist sich auch die Zugfestigkeit des Kernholzes ganz bedeutend geringer als diejenige des Splintholzes.

Die Proportionalitätsgrenze des Holzes für Zug pflegt nach Bauschinger in der Nähe der Bruchgrenze zu liegen.

Die eben erwähnte Veränderlichkeit des Dehnungskoeffizienten und der Festigkeit zwischen Kern- und Splintholz tritt bei den aus Druckversuchen erhaltenen Zahlen weit weniger hervor, da hierbei die Probekörper einen viel grösseren Querschnitt, bis etwa 100 ^{qcm} (gegen 2 bis 4 ^{qcm} bei den Zugversuchen), besassen.

Die Zerstörung bei Druckbelastung (in Richtung der Fasern) besteht in einer Zusammenschiebung von Fasern; eine eigentliche Lösung des Zusammenhanges der einzelnen Körpertheile findet hierbei nicht statt. Die Druckfestigkeit ist ganz erheblich geringer als die Zugfestigkeit.

Die der Biegung unterworfenen Balken enthielten den Kern des Stammes in der Mitte. Die Biegungsfestigkeit ist kleiner als die Zug- und grösser als die Druckfestigkeit.

Die Abscheerungsversuche wurden an 8 ^{cm} starken Scheiben in der Weise vorgenommen, dass die Abscheerung parallel der Faserrichtung in einer durch die Stammachse gehenden Ebene (Radialebene) erfolgt. Die Scheerfestigkeit sinkt für das Kernholz bis auf etwa $^{3}/_{4}$ der mittleren Festigkeit für den ganzen Querschnitt herab.

Nach Versuchen von Rudeloff erweist sich die Scheerfestigkeit in einer Tangentialebene zu den Jahrringen etwas kleiner, als senkrecht dazu („Mittheilungen aus den k. Technischen Versuchsanstalten zu Berlin", 1889, 3. Ergänzungsheft).

Durch spätere Versuche Bauschinger's wurde der Einfluss des Feuchtigkeitsgehaltes auf die Druckfestigkeit recht übersichtlich festgestellt; die Linien Fig. 22,

Fig. 22.

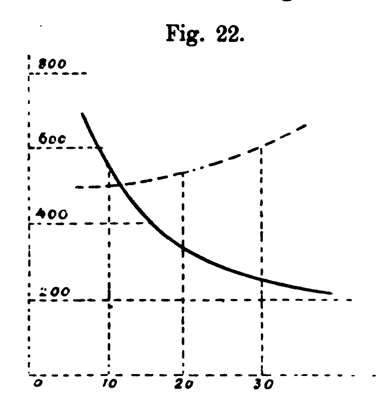
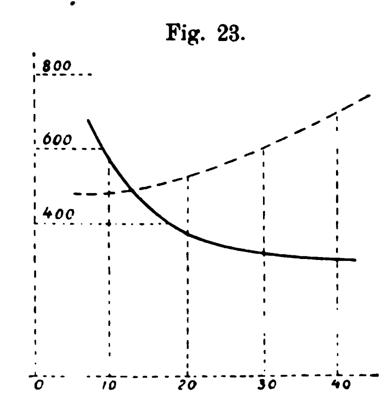


Fig. 23.



von Bauschinger für Fichte, und Fig. 23, von demselben für Tanne entworfen („Mittheilungen" u. s. w., 16. Heft 1887, Bl. I, No. 8, bezw. No. 18), geben hierüber deutlich Aufschluss. Als Abscisse ist der Feuchtigkeitsgehalt, als Ordinate die

zugehörige Druckfestigkeit aufgetragen und dadurch die aufgezogene Kurve erhal worden. Die gestrichelte Linie gilt für das Gewicht der Raumeinheit. Wie ersic lich nimmt die Druckfestigkeit (ermittelt an Prismen von quadratischem Querschn deren Höhe das 1,5fache der Querschnittsseite beträgt, unter Ausschluss der Ke stücke) mit zunehmendem Feuchtigkeitsgehalt anfangs rascher, dann langsamer Das Gewicht der Raumeinheit nimmt mit wachsendem Feuchtigkeitsgehalt zu.

Durch Lagern nach dem Fällen wächst die Druckfestigkeit in der Regel re erheblich: wie lange diese Zunahme dauert, d. h. nach welcher Lagerzeit die Fest keit des Holzes ihren Grösstwerth erreicht, ist noch nicht ermittelt.

Tetmajer („Die Baumaterialien der Schweiz", Zürich 1884) fand für Eic und Buche die folgenden Werthe.

Material	Feuchtigkeitsgehalt %	Dehnungskoeffizient α	Proportionalitätsgrenze kg/qcm	Mittlere Festigkeit kg/qcm
Eiche, Zug	—	$\frac{1}{108000}$	476	964
Druck	—	$\frac{1}{103000}$	148	343
Biegung	24	$\frac{1}{100000}$	217	600
Schub	—	—	—	75
Buche, Zug	—	$\frac{1}{180000}$	581	1340
Druck	—	$\frac{1}{169000}$	102	320
Biegung	17	$\frac{1}{128000}$	240	670
Schub	—	—	—	85

6. Steine.

Nach Versuchen des Verfassers und denjenigen Anderer können die folgen Zahlen angenommen werden.

Material	Gewicht der Raumeinheit	Festigkeit in kg/qcm		
		Druck K	Biegung K_b	Schub K_s
Basalt	2,7 bis 3,1	1000 bis 3200	—	—
Porphyr	2,5 „ 2,7	1000 „ 2600	—	—
Granit	2,6 „ 2,8	800 „ 2000	50 bis 250	40 bis 16
Kalkstein	2,25 „ 3,0	400 „ 2000	50 „ 150	30 „ 12
Sandstein	2,2 „ 2,5	250 „ 1800	25 „ 150	15 „ 8
Ziegelsteine	1,5 „ 1,7	100 „ 300	40 „ 70	—
Portlandcement-Mörtel (in Würfelform): 1 kg Cement, 3 kg Sand, 28 Tage alt, wovon 27 Tage unter Wasser	2,25 bis 2,35	160 bis 350, Zugfestigkeit 1/12 bis 1/8 hiervo	—	—

Insbesondere die für Kalk- und Sandstein, sowie die für die Ziegelsteine angebenen Festigkeiten werden zuweilen noch unterschritten. Bei Ziegelsteinen let wohl auch Ueberschreiten statt. Versuche mit Klinkern weisen bei einem wicht der Raumeinheit von 2,6 Druckfestigkeiten bis über 800 kg nach.

Ueber die Druckfestigkeit der Gesteine für den Fall, dass die Belastung nittelbar nur einen Theil der Querschnittsfläche des Steines trifft, ist in lasticität und Festigkeit" § 13, Ziff. 2 berichtet.

Der Dehnungskoeffizient der Gesteine ist bei einem und demselben Körper ; der Belastung mehr oder minder stark veränderlich, sowie für die gleiche steinsart je nach der Zusammensetzung und dem Fundort ausserordentlich schwanıd. Beispielsweise wurde ermittelt:

für einen Granit

bei der Druckbelastung 0 bis 17 kg, 47 bis 63 kg,

$\alpha = \frac{1}{36000}$, $\frac{1}{60000}$,

für einen anderen Granit

bei der Druckbelastung 0 bis 260 kg, 600 bis 800 kg,

$\alpha = \frac{1}{650000}$, $\frac{1}{700000}$,

für einen Keupersandstein

bei der Druckbelastung 0 bis 6 kg, 70 bis 80 kg,

$\alpha = \frac{1}{7500}$, $\frac{1}{60000}$,

für einen anderen Sandstein

bei der Druckbelastung 0 bis 7 kg, 75 bis 100 kg,

$\alpha = \frac{1}{68000}$, $\frac{1}{100000}$,

bei der Zugbelastung 0 bis 3 kg, 21 bis 23 kg,

$\alpha = \frac{1}{56000}$, $\frac{1}{25000}$.

Versuche in dieser Richtung sind besonders von Bauschinger angestellt worden ıd wird auf dessen Arbeit im 18. Heft der „Mittheilungen aus dem mechanischchnischen Laboratorium der k. Technischen Hochschule in München", 1889, verlesen, der auch die vorstehenden Zahlen über Dehnungskoeffizienten entnommen urden.

7. Zulässige Belastungen,

elche bei der betreffenden Abtheilung des Polizeipräsidiums zu Berlin für Hölzer, eine, Mauerwerk und Baugrund gebräuchlich sind, in kg/qcm [1]):

---

[1]) Handelt es sich um Fundamente für Maschinen, so muss man je nach den Umständen ruhende Belastung des Fundaments, ob Wechsel der Kraftwirkungen, welche das Fundament fzunehmen hat u. s. w.) mehr oder minder weit unter diesen Werthen bleiben.

	Zug	Druck
Eschenholz	100 bis 120	66
Eichen- und Buchenholz	100	80
Kiefernholz	100	60
Tannenholz	60	50
Glas	—	75
Basalt	—	75
Granit	—	45
Rüdersdorfer Kalkstein	—	25
Nebraer Sandstein, je nach der Härte	—	15 bis 30
Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalk	—	7
Bestes Ziegelmauerwerk in Cement	—	12 bis 14
Poröse Wölbziegel, leicht gebrannt	—	3
„ „ hart „	—	6
Marmor	—	24
Steine aus Cement, Schlacken und Sand	—	12
Guter Baugrund	—	2,5
Bester „	—	4,5 bis 5
Ausgleichende Betonschichten von 0,75 m Stärke	—	5.

Zweiter Abschnitt.

Hülfsmittel zur Verbindung von Maschinentheilen.

Bei der Wahl der Verbindung zweier oder mehrerer Maschinentheile ist zunächst festzustellen:

1. ob die Verbindung eine Trennung der verbundenen Theile gestatten soll, ohne dass hierbei diese oder die verbindenden Theile mehr oder weniger zerstört werden (lösbare Verbindung), oder ob die Verbindung eine solche Trennung nur nach Zerstörung eines oder mehrerer Theile zu erlauben braucht (nicht lösbare Verbindung);

2. ob die Verbindung Kräfte aufzufangen hat, welche ihre Richtung umkehren, oder ob die zu übertragenden Kräfte einen Richtungswechsel nicht erfahren. Im ersteren Falle müssen die Berührungsflächen, durch welche die Kräfte von einem Theile auf den anderen übertragen werden, bereits vorher, d. h. noch bevor die Letzteren in Thätigkeit treten, mit solchen Kräften aufeinander wirken, dass die hierdurch bedingten elastischen Formänderungen genügen, um beim eintretenden Richtungswechsel der Kräfte die Berührung der Flächen und damit stossfreie Uebertragung zu sichern, sofern auf etwa mögliche Reibung nicht mit Sicherheit gerechnet werden kann. Der bereits vorher vorhandenen Spannung wegen können solche Verbindungen als Spannungsverbindungen[1]) bezeichnet werden. Wechselt die Kraftrichtung nicht, was übrigens zuweilen nur schwer mit Sicherheit festgestellt werden kann, so ist eine Spannungsverbindung nicht erforderlich, wird jedoch auch in solchen Fällen nicht selten verwendet.

Die Hülfsmittel zur Verbindung ergeben, unter dem ersten Gesichtspunkte betrachtet,

A) Lösbare: Keile, Schrauben.
B) Nicht lösbare: Leimen, Kitten, Löthen, Zusammenziehen nach vorhergegangener Erwärmung (Schrumpfen, Schwinden), Nieten.

---

[1]) Verfasser hat s. Z. diese Bezeichnung, welche inzwischen auch von Anderen angenommen worden ist, zu dem Zwecke eingeführt, der Entscheidung darüber, ob die jeweils in Frage stehende Verbindung ein Zusammen- oder Aufeinanderpressen, ein Verspannen der Theile fordert oder nicht, die ihr in hohem Masse gebührende Aufmerksamkeit zu sichern. In dieser Hinsicht wurde ziemlich stark gesündigt; auch heute gehören Fehler dieser Art noch nicht zu den Seltenheiten.

A. Lösbare Verbindungen.

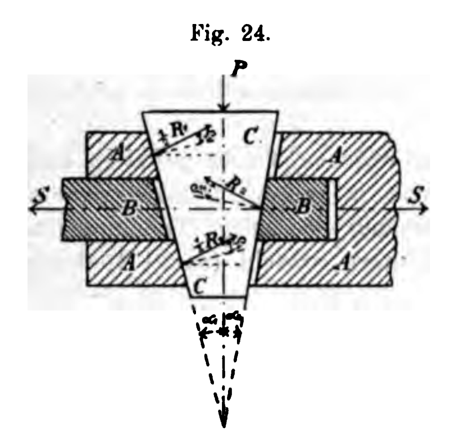
I. Keile.

1. Allgemeines.

Das Wesen der Keilverbindungen erhellt aus Fig. 24.

Der Körper A ist mit dem Körper B durch den Keil C verbunden. Wirkt auf den Keil in der angedeuteten Richtung die Kraft P, so kann dadurch in B ein Zug S überwunden werden, dessen Grösse sich auf folgende Weise ergiebt.

Fig. 24.



Der Koeffizient der Reibung des Keiles auf den Flächen des Körpers A sei $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$, derjenige der Reibung des Keiles auf der Fläche des Körpers B betrage $\mu_2 = \operatorname{tg} \rho_2$ und derjenige der Reibung in den Berührungsflächen zwischen A und B $\mu = \operatorname{tg} \rho$. Dann ist

$$P = R_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + R_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2),$$
$$R_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1) - R_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) = 0,$$
$$R_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) = S + R_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2)\,\mu,$$

woraus folgt

$$P = S \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}.$$

Die Mindestgrösse P' der Kraft P, welche auf den Keil wirken muss, damit derselbe unter Einwirkung der Zugkraft S sich nicht von selbst nach auswärts bewegt, beträgt

$$P' = S \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}{1 + \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)} \quad \ldots\ldots \quad 138$$

Demnach ist die Bedingung dafür, dass der Keil ohne Einwirkung einer Kraft P' in seiner Lage verbleibt

$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2) \leqq 0 \quad \ldots\ldots \quad 139$$

Für

$$\alpha_2 = \alpha_1, \qquad \rho_2 = \rho_1,$$
$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) \leqq 0,$$
$$\alpha_1 \leqq \rho_1 \quad \ldots\ldots \quad 140$$

Für

$$\alpha_2 = 0, \qquad \rho_2 = \rho_1,$$
$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) - \operatorname{tg} \rho_1 \leqq 0,$$
$$\operatorname{tg} \alpha_1 \leqq \frac{2 \operatorname{tg} \rho_1}{1 - \operatorname{tg}^2 \rho_1} = \operatorname{tg} 2\rho_1,$$
$$\alpha_1 \leqq 2\rho_1, \quad \ldots\ldots \quad 141$$

d. h. damit der Keil unter Einwirkung der Zugkraft S nicht selbstthätig zurückgehe, muss für beide Fälle ($\alpha_2 = \alpha_1$ und $\alpha_2 = 0$) der Winkel an der Spitze des Keiles kleiner als der doppelte Reibungswinkel sein. Bei der Unbestimmtheit, welche den

Reibungskoeffizienten anhaftet, ist es gerathen, mit α_1 möglichst weit unter diesem Grenzwerthe zu bleiben. Ist die Keilverbindung Erschütterungen ausgesetzt, so ist überhaupt auf die Reibung kaum mehr zu rechnen, dann hält nur eine ganz geringe Neigung den Keil in seinem Sitze, sofern nicht besondere Sicherungsmassregeln getroffen werden, welche bei den betreffenden Maschinentheilen Besprechung erfahren sollen. Ueber die zulässige Neigung, d. h. über den zulässigen „Anzug" des Keiles wird das Nöthige bei den einzelnen Verbindungen bemerkt werden.

2. Beispiele.

a. Für ruhende Belastung.

Eine einfache Keilverbindung, die Säule einer hydraulischen Presse betreffend, giebt Fig. 1, Tafel 1 wieder.

Die den ruhig belastenden Zug S übertragende Schmiedeisenstange ist in ihrem Durchmesser d bestimmt durch

$$S = k_z \frac{\pi}{4} d^2.$$

Streng genommen muss bei Feststellung von S diejenige Kraft berücksichtigt werden, mit welcher die Stange von vornherein durch das Einschlagen des Keiles gespannt wurde. Da diese jedoch hier verhältnissmässig gering ist gegenüber der Höchstbeanspruchung beim Pressen, so kann sie vernachlässigt werden.

Infolge der Verschwächung, welche der untere Theil der Stange durch den Keil erfährt, wird diese daselbst verstärkt auf den Durchmesser D, welcher bestimmt sein würde durch die Gleichung

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_z = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - D s_1\right) k_z ,$$

sofern die Art der Beanspruchung in den beiden Querschnitten $\frac{\pi}{4} d^2$ und $\left(\frac{\pi}{4} D^2 - D s_1\right)$ gleich wäre. In Wirklichkeit ist die Beanspruchung im Letzteren ungünstiger, da die Spannung in den dem Keilloche am nächsten liegenden Flächenelementen grösser sein wird, als in dem am Umfange gelegenen. Diesem Umstande werde dadurch Rechnung getragen, dass auf der rechten Seite der Gleichung statt k_z ein kleinerer Werth, etwa $\frac{\pi}{4} k_z$ gesetzt wird. Dann folgt mit dem üblichen Verhältnisse

$$s_1 = \frac{D}{4}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 142$$

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_z = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - D s_1\right) \frac{\pi}{4} k_z ,$$

$$d^2 = \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{D^2}{4},$$

$$D = d \sqrt{\frac{4}{\pi - 1}} = \sim \frac{4}{3} d \quad \ldots\ldots \quad 143$$

Die Pressung k, welche hiernach in der Berührungsfläche $s_1 D$ zwischen Keil und Stange für zulässig erachtet wird, folgt aus

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_z = s_1 D k = \frac{1}{4} D^2 k,$$

$$k = k_z \frac{\pi d^2}{D^2} = \frac{9 . \pi}{16} k_z = \backsim \frac{7}{4} k_z \quad \ldots\ldots \quad 144$$

In der Regel wird dieser Werth von k auch für die Hülse, welche die Stange umschliesst, zugelassen, infolgedessen

$$2 s s_1 k = D s_1 k,$$

$$s = \frac{D}{2} \quad \ldots\ldots \quad 145$$

Bestehen Hülse und Keil aus Stahl, so darf s geringer ausfallen, entsprechend der grösseren zulässigen Flächenpressung, die hier bedeutend genommen werden darf, weil im vorliegenden Falle eine hohe Belastung erheblichen Bedenken nicht begegnet; ein Wechsel der Kraftrichtung tritt nicht ein.

Für die mittlere Keilhöhe h_1 ergiebt die Biegungsgleichung (vergl. S. 24, Ziff. 11)

$$\frac{S}{2}\left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4}\right) = k_b \frac{1}{6} s_1 h_1^2,$$

woraus durch Berücksichtigung von Gl. 142 und 145

$$h_1 = \sqrt{\frac{6 S}{k_b}},$$

oder mit

$$S = \frac{\pi}{4} d^2 k_z,$$

$$h_1 = d \sqrt{\frac{3 \pi}{2} \frac{k_z}{k_b}} \quad \ldots\ldots \quad 146$$

In der Regel wird die Stange aus Schweiss- oder Flusseisen, der Keil aus Stahl bestehen, sodass unter Voraussetzung der Belastungsweise a, Zusammenstellung S. 35, mit $k_z = 900$ und $k_b = 1350$

$$h_1 = d \sqrt{\pi} = \backsim \frac{7}{4} d = \backsim \frac{4}{3} D \quad \ldots\ldots \quad 147$$

Die Keilsteigung darf 1 : 20 genommen werden.

Die Abmessung h muss nach heutigem Stande als eine schätzungsweise festzustellende angesehen werden. Sie kann für rechteckige Keile

$$h = \frac{2}{3} h_1 \text{ bis } \frac{3}{4} h_1 \quad \ldots\ldots \quad 148$$

gewählt oder auch gegen Abscheeren mit $k_s = \frac{1}{6} k_b$ bis $\frac{1}{7} k_b$ berechnet werden derart, dass gesetzt wird

$$S = 2 D h k_s = \frac{1}{6} k_b h_1^2,$$

woraus wegen

$$D = \frac{3}{4} h_1,$$

folgt

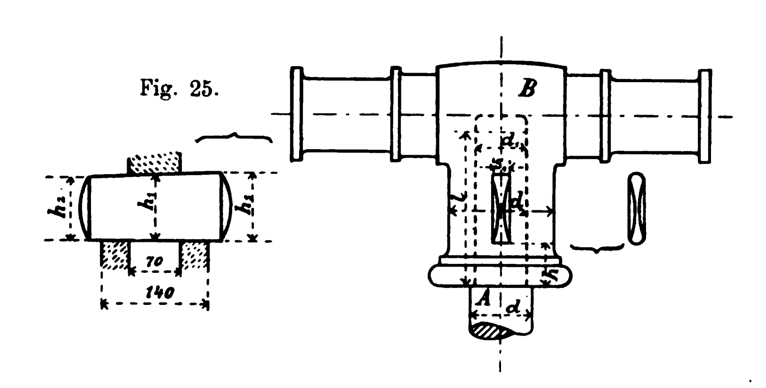
$$h = \frac{2}{3} h_1 \cdot \frac{k_b}{6 k_s} = \frac{2}{3} h_1 \text{ bis } \frac{7}{9} h_1.$$

Die Höhe h_2 kann gleich h gewählt werden, sofern die Gesammtbeanspruchung der Hülse nicht eine grössere Abmessung bedingt.

Die vorliegende Keilverbindung ist nur zu einem geringen Theile und zwar insofern Spannungsverbindung, als durch Einschlagen des Keiles eine gewisse Verspannung der in Betracht kommenden Theile herbeigeführt wird.

b. Für wechselnde Belastung.

Die in Fig. 25 gezeichnete Verbindung der Dampfkolbenstange A einer Balanciermaschine mit dem Kreuzkopf B muss eine Spannungsverbindung sein. Hier wechselt die von A auf B übertragene Kraft zwischen $+S$ und $-S$.



Welche Kraft in der Kolbenstange durch Anziehen des Keiles von vornherein wachgerufen werden muss, damit die Verbindung als eine betriebssichere anzusehen ist, lässt sich rechnungsmässig nicht genügend genau feststellen, ganz abgesehen davon, dass die elastischen Formänderungen, die hierbei massgebend sind, von den Abmessungen abhängen, welche erst ermittelt werden sollen. Ausserdem gestalten sich hierauf bezügliche Rechnungen so aufhältlich, dass schon mit Rücksicht auf die für gewöhnlich dem Konstrukteur zur Verfügung stehende Zeit von ihrer Anstellung abgesehen werden muss. Dadurch tritt der Uebelstand auf, dass der grösseren Inanspruchnahme, welche im Allgemeinen infolge der eingepflanzten Kraft eintreten wird, nicht mit Sicherheit Rechnung getragen werden kann. Wir wollen uns mit der allerdings willkürlichen, durch die Sachlage jedoch unvermeidlich gemachten Annahme helfen, die grösste Anstrengung einer solchen Spannungsverbindung werde erhalten, wenn den Rechnungen die 1,25-fache Stangenkraft zu Grunde gelegt wird.

Die Kolbenstangenkraft betrage 10 000 kg, der Durchmesser der aus vorzüglichem Flussstahl gefertigten Kolbenstange ihrer Länge wegen (Knickungsbeanspruchung) 82 mm. Der Kreuzkopf und dessen Keil sollen ebenfalls aus Flussstahl hergestellt werden.

Die Forderung, dass in der Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$ die Pressung 1000 kg nicht überschritten wird (Belastungsweise b, S. 34 und 35) führt zu

$$\frac{\pi}{4}(8{,}2^2 - d_1^2)\,1000 = \frac{5}{4} \cdot 10\,000,$$

$$d_1 = \sqrt{8{,}2^2 - \frac{50}{\pi}} = 7{,}1^{\text{cm}} = \backsim 70^{\text{mm}}.$$

Für die Keilstärke gilt, sofern zwischen Keil und Stange die gleiche Pressung zugelassen wird,

$$s_1 \, . \, 7 \, . \, 1000 = \frac{5}{4} \, . \, 10\,000,$$
$$s_1 = 1{,}8^{\,\mathrm{cm}} = 18^{\,\mathrm{mm}}.$$

Als Höchstwerth von s_1 würde mit Rücksicht auf die ungünstige Beansp des Querschnittes $\frac{\pi}{4} d_1{}^2 - d_1 s_1$ höchstens $\frac{d_1}{3}$ zulässig sein. Hätte sich s_1 als $23^{\,\mathrm{mm}}$ ergeben, so würde d_1 und damit auch d zu vergrössern gewesen sein die Konstruktion beibehalten werden sollte. Statt die Belastung durch die Ri $\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1{}^2)$ zu übertragen, wie im vorliegenden Falle angenommen, kann ı Stange ohne Absatz, d. h. $d_1 = d$, ausführen und ihre Stirnfläche $\frac{\pi}{4} d^2$ ge Kreuzkopf sich legen lassen (Fig. 26).

Der Hülsendurchmesser d_2 folgt aus

$$(d_2 - d_1) \, s_1 \, . \, 1000 = \frac{5}{4} \, . \, 10\,000 = s_1 \, d_1 \, . \, 1000,$$
$$d_2 = 2 \, d_1 = 14^{\,\mathrm{cm}} = 140^{\,\mathrm{mm}}.$$

Die mittlere Höhe h_1 des auf Biegung beanspruchten Keiles ist bestimm

$$\frac{5}{4} \, . \, \frac{10\,000}{2} \left(\frac{7{,}0 + 3{,}5}{2} - \frac{3{,}5}{2} \right) = \frac{1}{6} \, . \, 1000 \, . \, 1{,}8 \, h_1{}^2,$$
$$h_1 = 8{,}6^{\,\mathrm{cm}} = 86^{\,\mathrm{mm}}.$$

Bei einer Keilsteigung von 1 : 25 und einer Keillänge von $175^{\,\mathrm{mm}}$ würde

$$h_3 = 90^{\,\mathrm{mm}}, \qquad h_2 = 83^{\,\mathrm{mm}}.$$

Für die Höhe h ergiebt sich im Mittel nach Gl. 148

$$h = 86 \, . \, 0{,}7 = 60^{\,\mathrm{mm}}.$$

Die Länge l des angesetzten Stückes der Kolbenstange würde damit

$$l = 60 + 86 + 60 = 206^{\,\mathrm{mm}}.$$

Sollte der Kreuzkopf aus Feinkorneisen, der Keil wieder aus Stahl werden, so würde

$$\frac{\pi}{4} (8{,}2^2 - d_1{}^2) \, 800 = \frac{5}{4} \, . \, 10000,$$
$$d_1 = 6{,}8^{\,\mathrm{cm}} = 68^{\,\mathrm{mm}}.$$

Damit der Durchmesser d_2 der Hülse nicht zu gross ausfällt, werde die K $s_1 = 20^{\,\mathrm{mm}}$ gewählt, dementsprechend

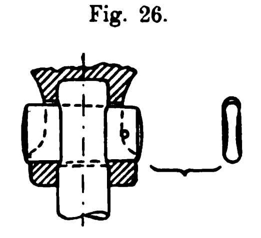
$$(d_2 - 6{,}8) \, . \, 2 \, . \, 800 = \frac{5}{4} \, . \, 10000,$$
$$d_2 = 14{,}6^{\,\mathrm{cm}} = 146^{\,\mathrm{mm}}.$$
$$\frac{5}{4} \, . \, \frac{10000}{2} (5{,}35 - 1{,}7) = \frac{1}{6} \, . \, 1000 \, . \, 2 \, . \, h_1{}^2,$$
$$h_1 = 8{,}2^{\,\mathrm{cm}} = 82^{\,\mathrm{mm}}.$$
$$h_2 = 79^{\,\mathrm{mm}}, \qquad h_3 = 86^{\,\mathrm{mm}}$$

Für h und l können die obigen Werthe beibe

Mit Rücksicht auf die Empfindlichkeit des Materials, insbesondere des Stahles, gegenüber scharfen Einkerbungen, empfiehlt es sich, dem Keile abgerundete Schmalseiten zu geben, wie rechts neben der Hauptfigur 25 gezeichnet. Alsdann wird es auch zulässig, mit der Grösse h (Gl. 148) auf 0,5 h_1, unter Umständen selbst bis 0,4 h_1 herabzugehen.

Eine ähnliche Keilverbindung zeigt Fig. 26. Hier liegt die Kolbenstange im Grunde des Loches im Kreuzkopfe auf. Die Beanspruchung des obersten Theiles der Kolbenstange fällt infolgedessen erheblich geringer aus als im Falle der Fig. 25.

Fig. 26.



Die eben erörterten Befestigungen sind Spannungsverbindungen achsialen Kräften gegenüber, nicht aber auch solchen gegenüber, welche senkrecht zur Achse der Stange wirken. Sie würden dies werden, wenn das obere Ende der Kolbenstange nicht cylindrische, sondern kegelförmige Gestalt erhält, sodass beim Eintreiben des Keiles auch ein seitliches Anpressen erfolgt (die Stirnfläche des abgestutzten Kegels darf hierbei im Grunde nicht aufliegen). In Spannungsverbindung dieser Art befinden sich beispielsweise die Kurbelzapfen der Dampfmaschinen u. s. w.

Keile, welche bei voller Belastung eingetrieben (nachgezogen) werden, müssen solche Abmessungen erhalten, dass die Pressung in den Flächen, welche hierbei aufeinander gleiten, das höchstens noch für zulässig erachtete Mass nicht überschreitet (Sicherheit gegen Auffressen). Dieses Mass hängt wesentlich ab von dem Material und von der Sorgfalt der Ausführung, die ihrerseits die thatsächliche Grösse der Berührungsfläche beeinflusst, sowie davon, ob ein öfteres Lösen der Verbindung in Aussicht zu nehmen ist oder nicht.

Die Fig. 2, Taf. 1 zeigt die Verbindung eines Schlosses für schmiedeiserne Schachtgestänge. (D. R.-P. Nr. 1507.) Die Muffe ist zweitheilig, ihre inneren Stirnflächen sind Kegelflächen, denen genau gleiche an den Köpfen oder Bunden der zu verbindenden Rundeisenstangen entsprechen. Sollen diese verbunden werden, so werden sie mit ihren Endflächen zusammengeschoben und nachdem die beiden Muffenhälften über die Köpfe gelegt sind, auseinander gezogen, der Keil wird eingesetzt und durch Anziehen der Mutter die Spannungsverbindung hergestellt. Die Unterdrehung der ringförmigen Bundflächen und die entsprechende Gestaltung der Muffen hat den Zweck, nach Anziehung des Keiles eine Trennung der beiden Muffenhälften, also ein selbstthätiges Lösen der Kupplung zu hindern.

Die Berührungsfläche zwischen Muffe und Kopf, sowie diejenige zwischen Keil und Kopf müssen genügend gross sein, um den Zug, bezw. Druck, zu übertragen. Die Abmessungen der Muffe sollen ausreichen, um die eintretende Biegungsbeanspruchung zu ertragen. Die Befriedigung dieser Forderung führt zu ziemlich bedeutendem Gewichte des Gestängeschlosses.

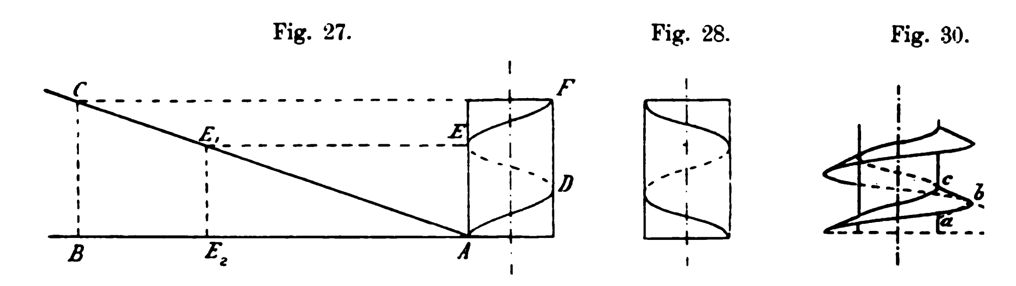
Weitere Keilverbindungen finden sich bei den Maschinentheilen besprochen, zu denen sie gehören.

II. Schrauben.

1. Allgemeines.

Die Ebene eines gegebenen Winkels BAC, Fig. 27, werde so auf einen g Kreiscylinder vom Halbmesser r gewickelt, dass der eine Schenkel AB mit de fangslinie eines Normalschnittes des Cylinders zusammenfällt. Dabei beschrei andere Schenkel AC eine auf dem Cylinder gelegene Kurve $ADEF$, welc Schraubenlinie bezeichnet wird. Je nach der Richtung, in welcher die wicklung erfolgt, wird rechts- und linksgängige Schraubenlinie unterscl Die Erstere, Fig. 27, läuft diesseits der Bildebene steigend von links nach die Letztere, dargestellt in Fig. 28, von rechts nach links.

Fig. 27. Fig. 28. Fig. 30.



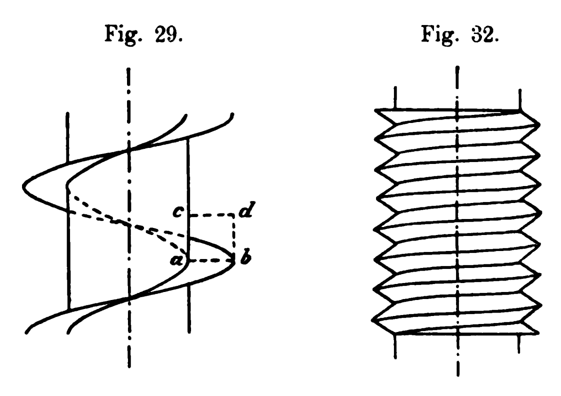
Die parallel zur Cylinderachse gemessene Entfernung $\overline{AE} = \overline{DF} =$ = Abstand je zweier Schraubenwindungen heisst Höhe eines Schraubengange Ganghöhe und soll immer mit h bezeichnet werden.

Der Winkel $BAC =$ Winkel E_2AE_1, welcher der Entstehung der Schr linie zu Grunde liegt, wird der Steigungswinkel genannt und im Folgenden bezeichnet werden. Demnach

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

Bewegt sich eine Gerade so auf der Schraubenlinie, dass sie die Ach Cylinders immer schneidet, so beschreibt sie eine Schraubenfläche. Erfolgt Schneiden senkrecht, so ist die tere eine rechtwinklige, Fi im anderen Falle eine schief lige, Fig. 30.

Fig. 29. Fig. 32.



Lässt man an Stelle der g Erzeugungslinie ein Rechteck Fig. 29, so auf dem Cylinder fortrücken, dass die Ebene des ren die Achse des Cylinderman sich enthält und die Punkte a gleiche Schraubenlinien besch so entsteht eine flachgän Schraube, Fig. 31. Tritt an die Stelle ck abc, Fig. entsteht eine scharfgängige Sc

Prisma mit rechteckigem Querschnitt, im zweiten ein solches mit Dreiecksquerschnitt auf den Cylinder gewunden. Dieser den Mantel des Cylinders (Grundcylinders oder Schraubenkerns) überragende Windungskörper heisst das Gewinde.

Statt des Vierecks oder Dreiecks können auch andere Figuren als Profil dem Gewinde zu Grunde gelegt werden.

Besteht das Gewinde einer Schraube aus einem gewundenen Körper, wie z. B. in Fig. 31, so heisst die Schraube eingängig; besteht dasselbe aus zwei Körpern,

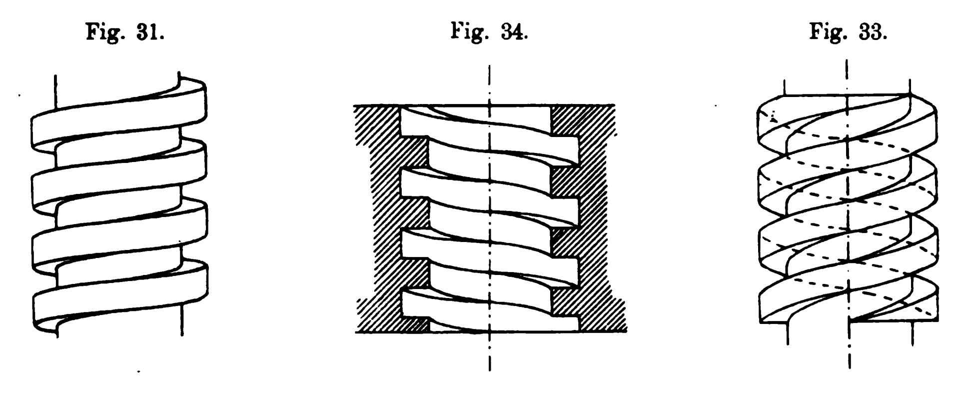


Fig. 31. Fig. 34. Fig. 33.

entsprechend zwei parallelen Schraubenlinien, wie Fig. 33, so wird die Schraube zwei- oder doppelgängig genannt. Ebenso giebt es drei- und mehrgängige Schrauben.

Die Schrauben werden immer paarweise verwendet: bei der einen Schraube des Paares, der Vaterschraube oder kurzweg Schraube, liegt das Gewinde auf dem Mantel eines Vollcylinders, wie im Vorstehenden besprochen; bei der anderen, der Mutterschraube oder kurzweg Mutter, ist das Gewinde mit der gleichen Ganghöhe auf dem Innenmantel eines Hohlcylinders gelagert, Fig. 34; die Abmessungen sind hierbei so gewählt, dass das Gewinde der ersten Schraube in die schraubenförmigen Nuthen der zweiten passt. Bei Benützung des Schraubenpaares wird die Schraube, Fig. 31, von der Mutter, Fig. 34, umschlossen.

Die Bewegung zwischen Schraube und Mutter ist immer doppelter Art: drehend und fortschreitend und zwar

a) die Mutter wird festgehalten, dann schreitet die Schraube beim Drehen gleichzeitig fort;
b) die Schraube wird festgehalten, dann schreitet die Mutter beim Drehen gleichzeitig fort;
c) die Mutter wird gedreht, jedoch gegen Fortschreiten gesichert, dann schreitet die am Drehen gehinderte Schraube fort;
d) die Schraube wird gedreht und gegen Fortschreiten gesichert, dann schreitet die am Drehen gehinderte Mutter fort.

Nach welcher Richtung hin das Fortschreiten erfolgt, hängt von der Gangrichtung der Schraube ab.

Verwendung findet die Schraube

1. als Befestigungsmittel;
2. als Mittel, eine drehende Bewegung in eine fortschreitende umzusetzen (Pressen, Hebevorrichtungen);

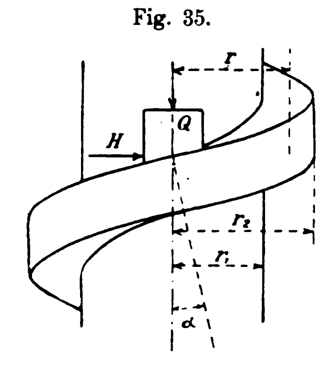
3. seltener als Mittel, eine fortschreitende Bewegung in eine drehende umzuänd
4. zuweilen auch, um eine drehende in eine andere drehende Bewegung zuändern (Schraubenräder, Schraubenrad und Schnecke).

Obgleich streng genommen nur die zur Verbindung dienenden Schrauben hi gehören, so soll doch auch die unter Ziff. 2 angegebene Verwendung zur Erörte gelangen. Dementsprechend werden die behandelten Schrauben Befestigungs- Bewegungsschrauben umfassen.

Die Drehung der mit Q Kilogramm belasteten Mutter auf der Schraube, Fig kann aufgefasst werden als das Bewegen einer Last Q auf einer schiefen El deren Neigungswinkel gleich dem Steigungswinkel α der Schraube ist.

Die Last Q wird gehoben.

Fig. 35.



Es sei

μ der Reibungskoeffizient zwischen Mutter- Schraubenmaterial,

ρ der Reibungswinkel, d. h. $\operatorname{tg} \rho = \mu$.

Dann ist die zum Hinaufschieben der Last Q auf schiefen Ebene erforderliche Horizontalkraft, Fig. 3:

$$H = Q \operatorname{tg} (\alpha + \rho).$$

Die Kraft H bethätigt sich im Abstande r a nähert $= \frac{r_1 + r_2}{2}$ von der Schraubenachse; folglic das Moment des Kräftepaares, welches auf die Dre der Mutter wirken muss, unter Beachtung von Gl. 149

$$M = H r = Q r \operatorname{tg} (\alpha + \rho) = Q r \frac{h + 2 \pi r \mu}{2 \pi r - h \mu} \quad . \; . \; . \; .$$

Die Gütezahl der Schraube (Wirkungsgrad)

$$\eta = \frac{\text{Geleistete Nutzarbeit}}{\text{Aufgewendete Arbeit}} = \frac{Q h}{2 \pi r H} = \frac{Q \frac{h}{2 \pi r}}{H} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} \quad .$$

Da η für $\alpha = 0$ und für $\alpha = 90 - \rho$ zu Null wird, so muss ein Höchstw von η innerhalb dieser Grenzen liegen. Derselbe ergiebt sich aus

$$\operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} (\alpha + \rho) = \max,$$

$$- \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin^2 (\alpha + \rho)} + \frac{\operatorname{ctg} (\alpha + \rho)}{\cos^2 \alpha} = 0,$$

$$\alpha = 45^0 - \frac{\rho}{2},$$

$$\eta_{max} = \frac{\operatorname{tg} \left(45^0 - \frac{\rho}{2}\right)}{\operatorname{tg} \left(45^0 + \frac{\rho}{2}\right)} = \operatorname{tg}^2 \left(45^0 - \frac{\rho}{2}\right).$$

Mit $\rho = 6^0$, entsprechend $\mu = 0{,}105$ wird

$$\eta_{max} = 0{,}81 \qquad \text{für}$$

Die Zwecke, für welche die Schrauben angeordnet werden, gestatten die Anordnung eines so grossen Steigungswinkels von 42°, wie er zur Erzielung von η_{max} erforderlich ist, meist nicht, infolgedessen bleibt auch die Gütezahl in den meisten Fällen weit unter η_{max}. So folgt z. B. für $\alpha = 5^0$

$$\eta = \frac{\text{tg } 5^0}{\text{tg } (5^0 + 6^0)} = \frac{0{,}0875}{0{,}194} = 0{,}45.$$

Mehrgängige Schrauben haben des grösseren Werthes von α wegen eine höhere Gütezahl als eingängige.

Die Last Q sinkt.

Dann gilt

$$H = Q \text{ tg } (\alpha - \rho).$$

Ist $\alpha < \rho$, so wird die Last nicht von selbst sinken; ist $\alpha = \rho$, so herrscht Gleichgewicht, für $\alpha > \rho$ sinkt die Last von selbst. Demnach besitzt der Schraubenmechanismus die Eigenschaft der Selbsthemmung für $\alpha < \rho$. Ist diese Forderung mit dem Grenzwerthe $\alpha = \rho$ erfüllt, so folgt nach Gl. 151

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \rho)} = \frac{\text{tg } \rho}{\text{tg } 2\rho} = \frac{1 - \text{tg}^2 \rho}{2} = 0{,}5 - 0{,}5 \text{ tg}^2 \rho,$$

$$\eta < 0{,}5,$$

d. h. die Gütezahl eines Schraubenmechanismus, welcher die Eigenschaft der Selbsthemmung besitzt, ist kleiner als 0,5. Die an und für sich willkommene Eigenschaft der Selbsthemmung ist demzufolge mit bedeutendem Aufwand von Reibungsarbeit verknüpft.

Für scharfgängige Schrauben ergiebt sich mit Rücksicht auf Fig. 36 angenähert

$$M = Hr = Qr \frac{h \cos \beta + 2\pi r \mu}{2\pi r \cos \beta - h\mu}, \qquad \ldots\ldots \qquad 152$$

welche Gleichung auch dadurch erhalten werden kann, dass in Gl. 150 für μ gesetzt wird $\frac{\mu}{\cos \beta}$.

Mit dem Werthe $\beta = \frac{55^0}{2}$ wird dann

$$\frac{\mu}{\cos \beta} = 1{,}12 \, \mu.$$

Fig. 36.

Es erhellt, dass die Reibung bei den scharfgängigen Schrauben etwas grösser ausfällt, als bei den flachgängigen. Ein Umstand, welcher die Ersteren für Befestigungszwecke, die in der Regel Sicherheit gegen selbstthätiges Lösen fordern, besonders geeignet macht.

Erfolgt die Herstellung der Schrauben auf der Drehbank, so ist zu beachten, dass die erzeugbare Ganghöhe abhängig ist von der Ganghöhe der Leitspindel und von der Uebersetzung von dieser nach der Bankspindel hin. Das Mass, in welchem die Leitspindel hergestellt wurde, wird demnach massgebend sein für die Steigung der zu erzeugenden Schraube. Den meisten Leitspindeln unserer Drehbänke liegt

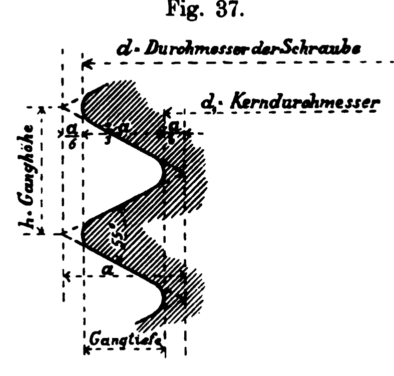
zur Zeit noch das englische Mass zu Grunde; deshalb ist auch bei den herzustellenden Schrauben von diesem Masse — natürlich nur in Bezug auf die Ganghöhe — auszugehen. Besitzt man Drehbänke mit Leitspindeln nach Metermass, so ist selbstverständlich die Ganghöhe der Schrauben nach Metermass festzulegen.

Was die verschiedenen Herstellungsweisen des Schraubengewindes anbelangt, welche übrigens die Gesundheit und damit die Zuverlässigkeit des Letzteren mehr oder minder beeinflussen, so darf auf die Arbeit Herm. Fischer's „Ueber das Schneiden der Schraubengewinde" in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, S. 197 u. f. verwiesen werden.

Bezüglich der üblichen Gewindeprofile ist zu bemerken, dass die Befestigungsschrauben fast immer als scharfgängige ausgeführt werden. Die hier in Betracht kommenden Gewindesysteme sind die folgenden.

Whitworth'sches Gewindesystem.

Fig. 37.



Dem Gewindequerschnitt liegt ein gleichschenkliges Dreieck mit dem Kantenwinkel von 55° zu Grunde. Die Spitze ist um 1/6 der Höhe abgerundet, der Grund des Gewindes zeigt Ausrundung im gleichen Betrage.

Aeusserer Durchmesser des Gewindes d		Kerndurchmesser d_1	Anzahl der Gänge auf	Aeusserer Durchmesser des Gewindes d		Kerndurchmesser d_1	Anzahl der Gänge auf
Zoll, engl.	Millimeter	Zoll, engl.	1 Zoll, engl.	Zoll, engl.	Millimeter	Zoll, engl.	1 Zoll, engl.
1/4	6,3	0,186	20	1 1/4	31,7	1,067	7
5/16	7,9	0,241	18	1 3/8	34,9	1,162	6
3/8	9,5	0,295	16				
7/16	11,1	0,346	14	1 1/2	38,1	1,287	6
				1 5/8	41,3	1,369	5
1/2	12,7	0,393	12	1 3/4	44,4	1,494	5
5/8	15,9	0,509	11	1 7/8	47,6	1,591	4 1/2
3/4	19,0	0,622	10				
7/8	22,2	0,733	9	2	50,8	1,716	4 1/2
				2 1/4	57,1	1,930	4
1	25,4	0,840	8	2 1/2	63,5	2,180	4
1 1/8	28,6	0,942	7	2 3/4	69,8	2,384	3 1/2

Aeusserer Durchmesser des Gewindes d		Kerndurchmesser d_1	Anzahl der Gänge auf	Aeusserer Durchmesser des Gewindes d		Kerndurchmesser d_1	Anzahl der Gänge auf
Zoll, engl.	Millimeter	Zoll, engl.	1 Zoll, engl.	Zoll, engl.	Millimeter	Zoll, engl.	1 Zoll, engl.
3	76,2	2,634	3½	4¾	120,6	4,285	2¾
3¼	82,5	2,857	3¼				
3½	88,9	3,107	3¼	5	127,0	4,535	2¾
3¾	95,2	3,323	3	5¼	133,3	4,790	2⅝
				5½	139,7	5,020	2⅝
4	101,6	3,573	3	5¾	146,0	5,238	2½
4¼	107,9	3,805	2⅞				
4½	114,3	4,055	2⅞	6	152,4	5,488	2½

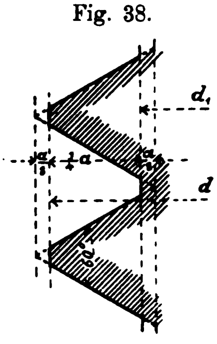
Das Whitworth'sche System ist z. Z. wohl noch das am meisten verbreitete, enfalls in Europa.

In manchen Werkstätten, insbesondere Süddeutschlands, wird dasselbe in abänderter Form angewendet, und zwar derart, dass ihm nur die Ganghöhen entnommen d, während die Durchmesser in Abstufungen von 3^{mm} aufeinander folgen, also

$$d = 12,\ 15,\ 18,\ 21,\ 24,\ 27,\ 30^{mm} \text{ u. s. f.}$$

Gewindesystem von Sellers.

Fig. 38.

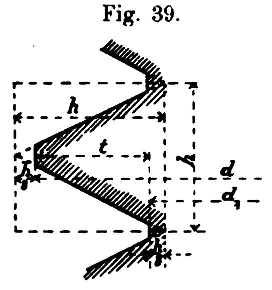


Der Gewindequerschnitt ist ein gleichseitiges Dreieck (Kantenwinkel also 60°) it Abflachung der Spitze wie des Grundes je um ⅛ der Dreieckshöhe.

Dasselbe gründet sich ebenfalls auf das englische Masssystem und wird vorzugsreise in Amerika ausgeführt.

Deutsches Gewinde.

Fig. 39.



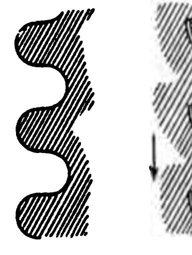
Die Bestrebungen, ein auf Metermass fussendes Gewindesystem aufzustellen,

haben den Verein deutscher Ingenieure 1888 veranlasst, dieses Gewinde, das in sei Grundzügen von Delisle herrührt, anzunehmen [1]).

Demselben liegt ein gleichschenkliges, in das Quadrat eingezeichnetes Dre zu Grunde, dessen Kantenwinkel 53° 8′ beträgt. An der Spitze wie im Grunde Gewindes ist die Höhe um ⅛ durch Abflachung verringert.

Aeusserer Durchmesser des Gewindes d mm	Ganghöhe h mm	Gangtiefe t mm	Kern-durchmesser d_1 mm	Schlüsselweit w mm
6	1,0	0,75	4,5	12
7	1,1	0,825	5,35	14
8	1,2	0,9	6,2	16
9	1,3	0,975	7,05	18
10	1,4	1,05	7,9	18
12	1,6	1,2	9,6	22
14	1,8	1,35	11,3	25
16	2,0	1,5	13,0	28
18	2.2	1,65	14,7	31
20	2,4	1,8	16,4	34
22	2,8	2,1	17,8	37
24	2,8	2,1	19,8	40
26	3,2	2,4	21,2	43
28	3,2	2,4	23,2	46
30	3,6	2,7	24,6	49
32	3,6	2,7	26,6	52
36	4,0	3,0	30,0	58
40	4,4	3,3	33,4	64

Fig. 40. Fig. 41.



Für Bewegungsschrauben finden sich ausser rechteckigen Querschnitt (Fig. 31, 33) noch abgerun etwa nach Fig. 40, oder sofern der Druck nur in e Richtung auf die Schraube wirkt, wie z. B. bei Stell- Pressschrauben, trapezförmige Profile (die beiden gle laufenden Seiten des Trapezes in Richtung der Schrau achse, die eine der beiden anderen Seiten senkrecht Letzterer) oder auch solche nach Fig. 41.

[1]) Ueber die Gründe, welche für und gegen die Aufstellung eines metrischen Gewindesys überhaupt, für Abrundung und gegen Abflachung, für Abflachung und gegen Abrundung de windeprofils u. s. w. geltend gemacht worden sind, geben die Veröffentlichungen des Ver deutscher Ingenieure in der Zeitschrift von 1875 bis 1888 Auskunft. Auf die schliessliche Ent dung hat wesentlich eingewirkt der zwischen dem genannten Vereine und dem Franklin-Inst gepflogene Schriftverkehr, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 578 u. f.

Hinsichtlich der Schlussverhandlungen, welche zur Annahme des Gewindes Fig. 39 füh sei auf dieselbe Quelle 1888, S. 883 u. f. verwiesen.

Die oben gegebene Zusammenstellung enthält bereits die Abänderungen, welche im J.

2. Berechnung der Schrauben.

Hierbei unterscheiden wir

a) Schrauben, welche sich in Ruhe befinden, wenn die Zug- oder Druckkraft Q in Richtung der Achse wirkt, sodass der Kern nur auf Zug bezw. Druck in Anspruch genommen wird;

b) Schrauben, welche selbst oder deren Muttern gedreht werden, während Q in Richtung der Achse thätig ist, sodass der Kern Inanspruchnahme auf Zug oder Druck und auf Drehung erfährt;

c) Schraubenverbindungen, welche Kräfte zu übertragen haben, die quer gegen die Schrauben gerichtet sind.

a. Schrauben, deren Kern nur auf Zug oder Druck beansprucht wird.

Diese Schrauben lassen sich auch als solche bezeichnen, welche nicht mit der Last angezogen werden.

Fig. 42.

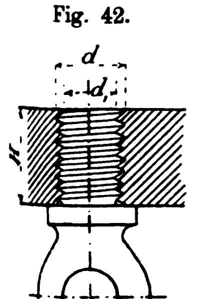


Fig. 42 zeigt einen solchen Fall, vorausgesetzt, dass die Belastung der Oese mit Q Kilogramm erst nach dem Einschrauben erfolgt.

Der Kerndurchmesser d_1 bestimmt sich aus

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 k_z = Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 153$$

Soll der äussere Gewindedurchmesser d, kurz Durchmesser oder Stärke der Schraube genannt, unmittelbar ermittelt werden, so kann das in folgender Weise geschehen.

Aus Gleichung 153 folgt

$$Q = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 d^2 k_z .$$

Nun ist das Querschnittsverhältniss $(d_1 : d)^2$ bei Schrauben Whitworth'schen Systemes

für $d =$	$1/2$	$5/8$	$1\,1/8$	$1\,5/8''$,
	12,7	15,9	28,6	$41,3^{mm}$,
$(d_1 : d)^2 =$	0,62	0,66	0,70	0,71 „ ,

bei Schrauben des deutschen Gewindes

für $d =$	12	16	18	40^{mm},
$(d_1 : d)^2 =$	0,64	0,66	0,69	0,70 „ .

Demnach mit $(d_1 : d)^2 = 0,64$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot 0,64\, d^2 k_z = 0,503\, k_z\, d^2,$$

und hieraus für gewöhnliches Schweisseisen bei der Belastungsweise b, Zusammenstellung S. 34 und 35, mit $k_z = 600^{kg}$, welcher Werth gewählt werden darf, sofern

vom Vereine deutscher Ingenieure für die Schrauben von 6 bis 9^{mm} Stärke gutgeheissen worden sind, um den Uebergang von den feineren Nummern des von den Feinmechanikern und Elektrotechnikern angenommenen Gewindes (bis 10^{mm} Stärke) einheitlich zu gestalten. Vergl. hierüber Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 1440.

bei Herstellung der Schraube das Material nicht gelitten hat, also durchaus gesı ist, abgerundet

$$Q = 300\, d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1$$

Die soeben ausgesprochene Voraussetzung ist nur dann erfüllt, wenn die Hı stellung auf der Drehbank oder mittels zweckmässigen, scharfen Schneidzeuges od mittels dementsprechender Maschinen unter Aufwendung besonderer Sorgfalt geschieł Für Schrauben, welche in durchschnittlicher Güte hergestellt werden, sinkt die zı lässige Belastung, sodass etwa

$$Q = 240\, d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 15$$

gesetzt werden darf.

Für die übrigens seltene Belastungsweise a, Zusammenstellung S. 34 und 35 können die Koeffizienten der Gl. 154 und 155 im Verhältniss von 600 : 900 = 2 : erhöht werden. Ebenso dürfen bei vorzüglicher Beschaffenheit des verwendeten Eisen oder im Falle Stahl gewählt wird, die Koeffizienten nach Massgabe der erwähnte Zusammenstellung und der Bemerkungen auf S. 36 entsprechend vergrössert werde

Da das Verhältniss $(d_1 : d)^2$ für stärkere Schrauben zunimmt, so können dies etwas mehr belastet werden, als die aus Gl. 153 abgeleiteten Beziehungen 154 und 15 angeben. Beispielsweise ergiebt sich für die 40 mm starke Schraube

$$Q = \frac{\pi}{4} \,.\, 0{,}70\, d^2 k_z = 0{,}55 \,.\, 600\, d^2 = 330\, d^2,$$

bezw.

$$Q = 330 \,.\, \frac{240}{300}\, d^2 = 264\, d^2,$$

entsprechend einem Mehr von 10 %.

Die Höhe der Mutter kann mit Annäherung aus folgender Betrachtung b stimmt werden.

Für das Gewinde Fig. 39 beträgt der Hebelarm, an dem die Kraft angrei welche das Gewinde im Grunde abzubrechen bestrebt ist, angenähert

$$\frac{1}{2}\, t = \frac{1}{2}\left(h - 2\,\frac{h}{8}\right) = \frac{3}{8}\, h.$$

Bei z tragenden Gewindegängen würde sein, falls die Biegung massgebend sich ɛ weist, wobei für den Bruchquerschnitt die Breite $\pi\, d_1\, z$ und die Höhe $\frac{7}{8}\, h$ in Rec nung zu setzen wäre,

$$Q\,\frac{3}{8}\, h = \frac{1}{6}\, \sigma_b\, \pi\, d_1\, z \left(\frac{7}{8}\, h\right)^2,$$

und hiermit die Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{Q}{0{,}34\, \pi\, z\, d_1\, h}.$$

Die grösste Schubinanspruchnahme τ_s für denselben Querschnitt folgt na Gl. 48 aus

$$\tau_s = \frac{3}{2}\, \frac{Q}{\pi\, d_1\, z\, \frac{7}{8}\, h} = \frac{Q}{0{,}58\, \pi\, z\, d_1\, h},$$

demnach so wesentlich kleiner als σ_b, dass die Biegung massgeben , wie an ohne Weiteres aus dem S. 24 Ziff. 11 Bemerkten geschlo

$$Q = 0{,}34\, \pi\, z\, k_b\, d_1\, h.$$

Mit Berücksichtigung der Gl. 153 wird

$$0{,}34\,\pi\,z\,k_b\,d_1\,h = \frac{\pi}{4}\,d_1^{\,2}\,k_z,$$

woraus die Schraubenstrecke $z\,h$, deren Gewinde die Last tragen müssen, sich berechnet zu

$$z\,h = \frac{1}{1{,}36}\,\frac{k_z}{k_b}\,d_1.$$

In Anbetracht, dass bei Schweisseisen für k_z die Längsfaser und für k_b die Festigkeit senkrecht dazu in Frage kommt, also $k_b < k_z$ zu wählen ist, sowie in Erwägung, dass nicht auf das gleichmässige Anliegen aller Gewindegänge mit Sicherheit zu rechnen ist und dass überdies vom untersten und vom obersten Gewindegang der Mutter nur ein Theil als tragend angenommen werden kann (vergl. Fig. 43), wird die Höhe H der Mutter zu

Fig. 43.

$$H = d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 156$$

eingeführt unter der Voraussetzung, dass dieselbe aus dem gleichen Material besteht, aus dem die Schraube gefertigt wurde.

Ist dem Material der Schraube vollständige Gleichartigkeit eigen, wie z. B. gutem Flusseisen, so kann, da hier $k_z = k_b$ zu nehmen sein wird, H etwas kleiner als d gehalten werden.

Die Anstrengung des Muttergewindes auf Biegung wird, da für dasselbe im Grunde die Breite $\pi\,d$ auf einen Gang beträgt, geringer ausfallen als diejenige des Schraubengewindes, für welches die Breite $\pi\,d_1$ sich ergiebt.

Ist das Material der Mutter ein anderes, weniger festes, als das der Schraube und bezeichnet für Biegung

k_{bm} die zulässige Belastung des Muttermaterials,

k_{bs} " " " " Schraubenmaterials,

so beträgt die Mutterhöhe

$$H = \frac{k_{bs}}{k_{bm}} \cdot \frac{\pi\,d_1}{\pi\,d}\,d = \frac{k_{bs}}{k_{bm}}\,d_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 157$$

Besteht z. B. die Mutter aus guter Bronce, für welche hier unter Voraussetzung der Belastungsweise b (S. 34 und 35, sowie S. 66) $k_{bm} = 300$ gesetzt werden darf, so findet sich bei Schweisseisen als Schraubenmaterial, sofern k_b mit Rücksicht auf das oben Bemerkte zu $0{,}8 \cdot 600 = 480^{\text{kg}}$ angenommen wird,

$$H = \frac{480}{300}\,d_1 = 1{,}6\,d_1 = \backsim 1{,}5\,d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 158$$

Derselbe Werth kann zur Noth auch für Muttern aus Gusseisen beibehalten werden, obgleich hier die Gefahr vorliegt, dass eher ein Abscheeren als ein Abbrechen der Gewindegänge eintritt. Bei der stark hervortretenden Unzuverlässigkeit der gusseisernen Gewinde haben ähnliche Rechnungen, wie sie für schmiedbares Eisen und Bronce angestellt wurden, wenig Werth. Gusseisernes Gewinde ist nach Möglichkeit zu vermeiden und wenn sich dem nicht entsprechen lässt, soll die Anzahl der Gänge reichlich, d. h. H, wenn ausführbar, gleich $2\,d$ genommen werden.

Lässt sich eine so hohe Mutter nicht anordnen, so muss der Durchmesser der Schraube der zulässigen Mutterhöhe entsprechend vermehrt werden. Dabei wird dann natürlich die Festigkeit des Schraubenkernes nicht ausgenutzt.

Besitzt das Gewinde eine Form wie z. B. in Fig. 41, bei welcher eher eine Ueberschreitung der zulässigen Pressung zwischen Schrauben und Muttergewindeflächen eintritt, als ein Abbrechen oder Abscheeren der Gewinde, so bestimmt diese Pressung die erforderliche Anzahl der tragenden Gänge, also die Höhe der Mutter.

Es ist überall da, wo nach dem Whitworth'schen Systeme gearbeitet wird, bequem, den Schraubendurchmesser d unmittelbar in englischen Zollen zu erhalten. Nehmen wir — wie oben — $(d_1 : d)^2 = 0{,}64$, so folgt unter denselben Voraussetzungen, welche zur Gl. 154 führten und unter Berücksichtigung, dass ein englischer Quadratzoll $= 6{,}45$ qcm,

$$Q = 0{,}503 \,.\, 600 \,.\, 6{,}45\, d^2 = \backsim 2000\, d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 159$$

mit d in engl. Zollen und Q in kg.

Aus Gl. 155 wird, die soeben bezeichneten Masseinheiten vorausgesetzt,

$$Q = 1600\, d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 160$$

Hinsichtlich der Aenderung, welche die Zahlenkoeffizienten in den Gl. 159 und 160 erfahren können, darf auf die Bemerkungen zu den Gl. 154 und 155 verwiesen werden.

Flachgängige Schrauben sind in ganz ähnlicher Weise zu berechnen. Vergl. das hierauf Bezügliche S. 98 u. f.

b. Schrauben, deren Kern auf Zug oder Druck und auf Drehung beansprucht wird.

Diese Schrauben lassen sich als solche bezeichnen, welche mit der Last angezogen werden.

Bei ihnen gleiten die durch die Belastung gegeneinander gedrückten Schraubenflächen der Schraube und der Mutter aufeinander. Die Pressung k in den Berührungsflächen darf eine gewisse Grösse nicht überschreiten, derart, dass bei z tragenden Gängen

$$Q \leqq k \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)\, z, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 161$$

vorausgesetzt, dass der innere Durchmesser des Muttergewindes nur sehr wenig grösser als d_1 ist; andernfalls hätte an die Stelle von d_1 der bezeichnete Durchmesser des Muttergewindes zu treten.

Für Befestigungs- und Stellschrauben ist,

wenn Schweiss- oder Flusseisen auf dem gleichen Material oder auf Bronce gleitet, k höchstens . . . . 150 kg

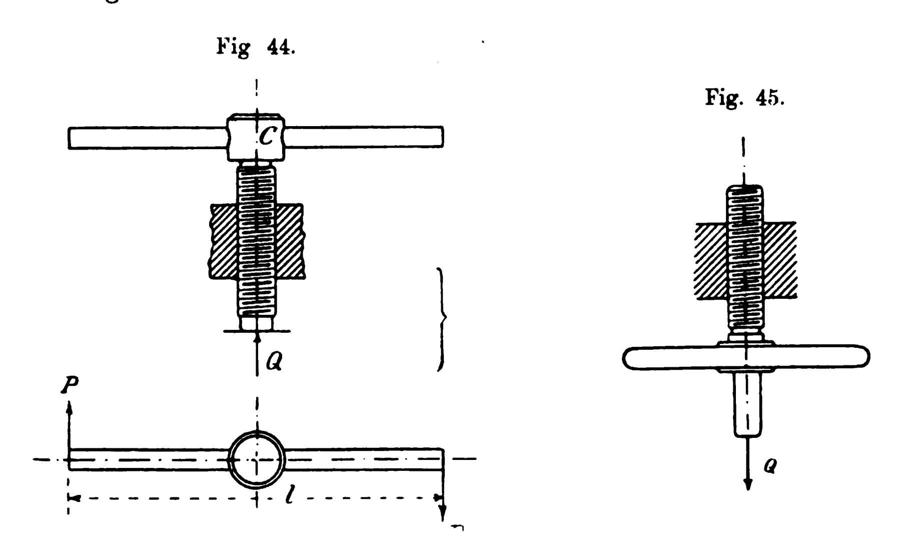
wenn Flussstahl auf Flussstahl oder auf Bronce gleitet, k höchstens . . . 200 „

Die Pressung zwischen Mutter aus Schweiss- oder Flusseisen und der aus demselben Material bestehenden Unterlage soll nicht über 200 kg betragen.

Bei Bewegungsschrauben für Pressen u. s. w. sind die Hälften der obigen Zahlen als obere Grenzwerthe für k anzusehen. Je sicherer sich zwischen den aufeinander gleitenden Flächen die erforderliche Schicht Schmiermaterial erhalten lässt, um so höher darf k unter sonst gleichen Verhältnissen gewählt werden. (Vergl. das über k bei den Zapfen Gesagte, insbesondere s. Kammzapfen.)

Die Schraube selbst wird durch das Moment Pl, Fig. 44, auf Drehung beansprucht. Wirkt dasselbe an der Schraube zwischen Mutter und Angriffspunkt der Last, wie z. B. in Fig. 45, so ist das ganze Moment in Rechnung zu ziehen. Ist

es dagegen jenseits der Mutter, Fig. 44, thätig, so kommt streng genommen nur ein Theil desselben und nur ein Theil der Last in Rechnung und zwar diejenigen gleichzeitig wirkenden Kraftäusserungen, welche die Beanspruchung zu einem Grösstwerthe machen. Die nachstehenden Entwickelungen beziehen sich auf den ersten Fall. Die Ergebnisse können dann mit Sicherheit auf den zweiten angewendet werden. Will man die hierin liegende grössere Sicherheit für den zweiten Fall nicht, so erübrigt nur Berechnung mit Rücksicht auf die besonderen Verhältnisse.



Für flachgängige Schrauben ist das Moment

$$P\,l = Q\,r\,\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho) = Q\,r\,\frac{\mathrm{tg}\,\alpha + \mu}{1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha}, \quad \ldots\ldots \quad 150$$

für scharfgängige nach Fig. 37 und 39

$$P\,l = Q\,r\,\frac{\mathrm{tg}\,\alpha + 1{,}12\,\mu}{1 - 1{,}12\,\mu\,\mathrm{tg}\,\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 162$$

In beiden Fällen bezeichnet r den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie, d. h. das arithmetische Mittel aus dem inneren und dem äusseren Halbmesser des Gewindes.

Aus Gl. 162 wird mit $\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}04$, $\mu = 0{,}15$ und $r = 0{,}55\,d_1$

$$P\,l = Q\,.\,0{,}55\,d_1.\ 0{,}2 = 0{,}11\,Q\,d_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 163$$

Für die gleichzeitige Beanspruchung auf Zug und Drehung gilt nach S. 22, Gl. 79

$$k_z = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2},$$

woraus mit

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}\,d_1^{\,2}}, \quad \tau = \frac{0{,}11\,Q\,d_1}{\frac{\pi}{16}\,d_1^{\,3}} = \frac{0{,}11\,Q}{\frac{\pi}{16}\,d_1^{\,2}}$$

folgt

$$k_z = \frac{4\,Q}{\pi\,d_1^{\,2}}\left[0{,}35 + 0{,}65\,\sqrt{1 + 4\,(\alpha_0\,.\,0{,}44)^2}\right].$$

Da das Anziehen der Mutter einer Befestigungsschraube nur ganz kurze Zeit dauert, so darf die zulässige Drehungsanstrengung im Falle der Verwendung von

Schweisseisen zu $k_d = 360$ (Belastungsweise a, S. 34 und 35) angenommen werd infolgedessen dann mit $k_z = 600$

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3\, k_d} = \frac{600}{1,3 \,.\, 360} = \backsim \frac{4}{3},$$

$$k_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2} (0,35 + 0,65 \sqrt{2,377}) = \frac{Q}{\frac{4}{\pi} d_1^2} \,.\, \frac{4}{3},$$

$$Q = \frac{3}{4} k_z \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

Hiernach beträgt die Belastung einer mit der Last anzuziehenden Schraube r Dreiviertel derjenigen Kraft, mit welcher dieselbe Schraube beansprucht werden d sofern sie nicht mit der Last angezogen wird [1]) (Gl. 154, 155, 159 und 160). D nach für Schrauben aus Schweisseisen vom äusseren Durchmesser d, welche mit sonderer Sorgfalt hergestellt werden (vergl. Bemerkung zur Gl. 154) [2]),

$$Q = \frac{3}{4}\, 300\, d^2 = 225\, d^2, \text{ worin } d \text{ in cm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

$$Q = \frac{3}{4}\, 2000\, d^2 = 1500\, d^2, \text{ worin } d \text{ in engl. Zollen} \quad . \; . \; . \; .$$

Für Schrauben, welche in durchschnittlicher Güte gefertigt werden,

$$Q = \frac{3}{4}\, 240\, d^2 = 180\, d^2, \text{ worin } d \text{ in cm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

$$Q = \frac{3}{4}\, 1600\, d^2 = 1200\, d^2, \text{ worin } d \text{ in engl. Zollen} \quad . \; . \; . \; .$$

In Bezug auf die Aenderung, welche die Koeffizienten in den Gl. 165 und erfahren können, sei auf die Bemerkungen zu den Gl. 154 und 155 verwiesen.

Die meisten Befestigungsschrauben erleiden dadurch, dass sie bereits von vo

---

[1]) Ist die Drehungsbeanspruchung eine ebensolche, wie die Zuginanspruchnahme, d. h. beide solche nach a, oder nach b (S. 34 und 35), so findet sich

$$\alpha_0 = \frac{900}{1,3 \,.\, 360} = \backsim 2, \quad \text{bezw. } \alpha_0 = \frac{600}{1,3 \,.\, 240} = \backsim 2,$$

womit

$$k_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \left[0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4\,(2 \,.\, 0,44)^2}\right],$$

$$Q = \backsim 0,6\, k_z \frac{\pi}{4} d_1^2, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

d. h. die Belastung beträgt nicht mehr Dreiviertel, sondern nur Sechszehntel derjenigen Kraft, welcher dieselbe Schraube beansprucht werden darf, sofern sie nicht mit der Last angezogen v

Demnach würden z. B. für die nur ausnahmsweise in Rechnung zu stellende Belastı weise a (S. 34 und 35) die Gl. 165 und 166 übergehen in

$$Q = 1,5 \,.\, 300 \,.\, 0,6\, d^2 = 270\, d^2, \quad \text{bezw. } Q = 1,5 \,.\, 2000 \,.\, 0,6\, d^2 = 1800\, d^2, \quad . \; .$$

$$Q = 1,5 \,.\, 240 \,.\, 0,6\, d^2 = 216\, d^2, \quad \text{„} \quad Q = 1,5 \,.\, 1600 \,.\, 0,6\, d^2 = 1440\, d^2. \quad . \; .$$

[2]) Hierzu gehört insbesondere auch bei Schrauben, welche mit der Last angezogen wei dass die auf die Schraube gedrehte Mutter nicht schief zu Letzterer sitzt. Ein solches Schiefsi hat, abgesehen von der einseitigen Belastung des Gewindes, Inanspruchnahme der Schraube Biegung im Gefolge und erweist sich namentlich dann am gefährlichsten, wenn es von der M herrührt, insofern bei Drehung derselben fortgesetzt eine andere Stelle des Bolze grösste Biegungsanstrengung erfährt. Aehnlich gestalten sich die Verhältnisse einseitig aufliegt und die Last durch Drehen der Schraube angezogen wird.

herein kräftig angezogen und während des Betriebes auch nachgezogen werden müssen, eine zusätzliche Anstrengung, deren Grösse vorzugsweise von demjenigen abhängt, welcher das Anziehen besorgt. Für stärkere Schrauben wird dieser zusätzlichen Inanspruchnahme in der Regel genügend dadurch Rechnung getragen werden können, dass man die Koeffizienten in den Gl. 165 und 166 um etwa ein Viertel vermindert. Für schwächere Schrauben reicht das nicht aus, weil hier die Gefahr der übermässigen Anstrengung beim Anziehen in weit höherem Masse vorliegt, sich hier auch etwaige sonst noch auftretende ungünstige Zufälligkeiten, wie z. B. einseitiges Aufliegen der Mutter, wodurch bedeutende Biegungsanstrengungen eintreten können u. s. w., viel einflussreicher erweisen müssen, als bei grösserem Querschnitte. Mit Rücksicht hierauf pflegt man erstens die Regel auszusprechen, dass Schrauben unter $^5/_8{}''$ engl. oder 16^{mm} Stärke im Maschinenbau nach Möglichkeit zu vermeiden sind, und zweitens auch wohl noch für den Durchmesser eine Konstante anzufügen, welche naturgemäss bei kleinen Werthen der Schraubenstärke einen verhältnissmässig grösseren Einfluss hat, als bei grösseren Durchmessern. Derartige Festsetzungen lassen sich jedoch nicht allgemein, sondern nur jeweils für die besonderen Verwendungsarten der Schrauben treffen und sind deshalb hier nicht weiter zu erörtern.

Die Höhe H der Muttern für Schrauben, welche mit der Last angezogen werden, hängt, wie bereits bemerkt, nicht bloss von Festigkeitsrücksichten ab, sondern auch von der Pressung in den Berührungsflächen der Gewinde von Schraube und Mutter.

Für scharfgängige Befestigungsschrauben — Mutter und Schraube aus dem gleichen Material — pflegt man

$$H = d$$

zu wählen. Dieser Abmessung entspricht nach Massgabe der Gl. 161 die Flächenpressung

$$k = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)\,z}, \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 169$$

oder unter Berücksichtigung der Gl. 164

$$k = \frac{3}{4}k_z \frac{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]z}, \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 170$$

worin k_z die zulässige Anstrengung des Materials gegenüber Zug bedeutet.

Damit findet sich beispielsweise für die Schrauben

		mit Whitworth'schem,			mit deutschem Gewinde		
bei	$d =$	$^5/_8{}''$	$1^1/_8{}''$	$1^5/_8{}''$,	16^{mm}	28^{mm}	40^{mm},
mit	$z =$	6,5	7,5	7,5,	7,5	8	8,5,
„	$(d_1 : d)^2 =$	0,66	0,70	0,71,	0,66	0,69	0,70,
	$k =$	$0{,}22\,k_z$	$0{,}23\,k_z$	$0{,}24\,k_z$.	$0{,}19\,k_z$	$0{,}21\,k_z$	$0{,}21\,k_z$.

Sind die Voraussetzungen erfüllt, unter denen hier für Schweisseisen $k = 600^{kg}$ gesetzt werden darf (vergl. Bemerkungen zur Gl. 154), so folgen die zu $H = d$ gehörigen Pressungen

$k = 132$	138	144	114	126	126^{kg}.

Erscheinen diese Pressungen im Interesse der Dauer des Gewindes und guten Anliegens der Gewindeflächen zu gross, was z. B. dann der Fall sein k wenn die Schrauben oder Muttern öfters gelöst werden müssen (Muttern vieler St büchsenschrauben u. dergl.), so nimmt man die Muttern entweder höher als d, man wählt k_z entsprechend niedriger, geht also unter die Koeffizienten der Gl. bezw. 166, d. h. man behält $H = d$ als Norm bei und nimmt die Schraube stär als von der beanspruchenden Kraft verlangt wird, lediglich um die Berührungsflä der Gewinde zu vergrössern.

Die Festigkeitsrücksichten würden für die Schrauben, welche mit der Last gezogen werden, wegen Gl. 164 nur Dreiviertel derjenigen Mutterhöhe verlan welche unter a (Gl. 156 bis 158) ermittelt worden ist. Es genügt also hier Schweisseisenschraube mit Broncemutter die Höhe

$$H = \frac{3}{4}\,1{,}6\,d_1 = 1{,}2\,d_1 = \backsim 1{,}2\,d. \quad \ldots\ldots$$

Die Pressung k bleibt dann noch immer im Verhältniss von 1 : 1,2 unter jenigen bei Muttern aus Schweiss- oder Flusseisen.

Für Muttern aus Gusseisen empfiehlt es sich, aus den im Anschluss an Gl. 158 bemerkten Gründen $H = \frac{3}{4} \,.\, 2\,d = 1{,}5\,d$ zu wählen.

Will man auch bei Bronce und Gusseisen die normalhohe Mutter beibehal so muss man den Durchmesser d der Schraube entsprechend vergrössern und z auf D nach Massgabe der Gleichungen:

für Muttern aus Bronce

$$\pi D \,.\, D = \pi d \,.\, 1{,}2\,d$$
$$D = 1{,}1\,d, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

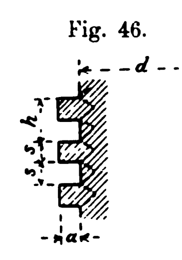
für Muttergewinde in Gusseisen

$$\pi D \,.\, D \geqq \pi d \,.\, 1{,}5\,d$$
$$D \geqq \backsim 1{,}25\,d \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

Die Festigkeit der Schraubenkerne wird dann, wie bereits an anderer St bemerkt, nicht ausgenützt.

Die im Vorstehenden gewonnenen Ergebnisse gelten zunächst nur für sch gängige Schrauben. Die Berechnung flachgängiger hat in ganz gleicher W zu erfolgen. In Bezug hierauf sei das Folgende bemerkt.

Fig. 46.



Der Konstrukteur hat hier bei Bestimmung des Durchmes ziemlich freie Hand, er braucht sich im Allgemeinen an kein Sys zu halten, wie bei den scharfgängigen Schrauben. Nur hinsicht der Steigung der Schraube ist er an das Mass gebunden, in die Leitspindel der Drehbank hergestellt wurde. Das ist, wie be bemerkt, zur Zeit noch meist das englische. Dieser Rücksicht t z. B. die in Fig. 46 dargestellte Entstehungsweise der flachgängi Schraube aus der scharfgängigen Rechnung.

Bei der Feststellung der Abmessungen kann in der Weise vorgegangen wer dass zunächst durch Berechnung des Kerndurchmessers auf Zug- oder Druckbe spruchung [1]) ein Annäherungswerth für diesen erlangt wird. Um der vorhande

[1]) Bei Druckbeanspruchung darf nicht übersehen werden, dass der Fall der Knickung (S Ziff. 3) vorliegen kann.

Drehungsbeanspruchung schon von vornherein Rechnung zu tragen, empfiehlt es sich, hierbei die zulässige Anstrengung mit $\frac{1}{2} k_z$ bis $\frac{3}{4} k_z$ einzustellen. Dann wird für den abgerundeten Werth des Durchmessers das Gewinde u. s. w. bestimmt und nun unter Berücksichtigung der Beanspruchung auf Drehung die Rechnung nochmals durchgeführt und nöthigenfalls d berichtigt. In den meisten Fällen tritt zu dem Momente $Q\, r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ (Gl. 150) noch ein zweites, herrührend von Reibungswiderständen in der Stützfläche der Schraube, welches bei der zweiten Rechnung natürlich zu berücksichtigen ist.

Aus Fig. 46 erhellt, dass tg α rund doppelt so gross ausfällt, als für die zu Grunde liegende scharfgängige Schraube. Dasselbe gilt auch bezüglich der Mutterhöhe, sofern nur Festigkeitsrücksichten massgebend sind; meist ist das jedoch die zulässige Pressung, mit der sich die Gewindeflächen gegeneinander legen (Gl. 161).

Die radiale Abmessung a kann reichlich $s = 0{,}5\, h$ gewählt werden.

Mehrgängige Schrauben erhalten für dasselbe Q einen etwas grösseren Kerndurchmesser, wegen des bedeutenderen Werthes des Steigungswinkels α, mit dem das Drehungsmoment wächst.

Das folgende **Beispiel** wird das Wesentliche der Berechnung einer flachgängigen Schraube deutlich erkennen lassen.

Die aus Flussstahl gefertigte Spindel einer Schraubenpresse besitze einen Kerndurchmesser von 90^{mm} und einen äusseren Durchmesser von 110^{mm} bei 3″ engl. Ganghöhe. Welche Höhe erreicht die Beanspruchung bei einer Druckkraft von 40000^{kg}, wenn die Konstruktion derart ist, dass Knickung nicht in Frage kommt und dass das die Schraube auf Drehung in Anspruch nehmende Moment durch Gl. 150 gemessen wird?

Mit dem mittleren Schraubenhalbmesser

$$r = \frac{4{,}5 + 5{,}5}{2} = 5^{\text{cm}},$$

dem Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}1$ und der Ganghöhe $h = 7{,}62^{\text{cm}}$ liefert Gl. 150

$$M_d = 40000 \,.\, 5 \, \frac{7{,}62 + 2\pi 5 \,.\, 0{,}1}{2\pi 5 - 7{,}72 \,.\, 0{,}1} = 70200^{\text{kg}/\text{cm}}.$$

Die im Kernquerschnitt durch dieses Moment hervorgerufene **Drehungsbeanspruchung** τ berechnet sich nach Gl. 55 aus

$$70200 = \tau \frac{\pi}{16} \,.\, 9^3 = \backsim \tau \frac{1}{5} \,.\, 9^3$$

zu

$$\tau = \backsim 480^{\text{kg}}.$$

Die **Druckspannung** σ findet sich aus

$$40000 = \sigma \frac{\pi}{4} \,.\, 9^2$$

$$\sigma = 630^{\text{kg}},$$

und somit nach Gl. 81 die **resultirende** Materialanstrengung, da für die Belastungsweise b, S. 34 und 35, unter Voraussetzung vorzüglichen Materials mit $k = 1000$ und $k_s = 800$, $\alpha_0 = \frac{1000}{1{,}3 \,.\, 800} = \backsim 1$,

$$0{,}35 \cdot 630 + 0{,}65 \sqrt{630^2 + 4 \cdot 480^2} = 967^{kg},$$

also noch etwas unterhalb der zulässigen Anstrengung von 1000 kg.

Bei Verwendung von guter Bronce als Material der Mutter wird diese so viel Gänge erhalten müssen, dass die Pressung in der Gleitfläche nach Massgabe des S. 94 Gesagten höchstens die Hälfte von 200 kg beträgt. Wir entscheiden uns für $k = 80$ und erhalten somit für die Anzahl z der vollständig tragenden Gewindegänge

$$40000 = \frac{\pi}{4} (11^2 - 9^2)\, z \cdot 80$$

$$z = 16,$$

womit die Mutterhöhe bestimmt ist.

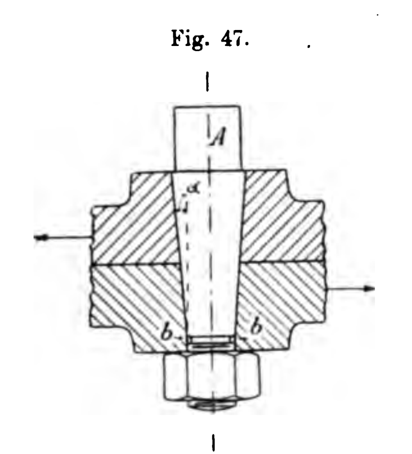
Wären die Verhältnisse derart, dass ein Warmlaufen eintreten könnte, so wird die Pressung noch erheblich zu vermindern, überhaupt nach Massgabe des unter Kammzapfen Erörterten zu verfahren sein, da die Sachlage alsdann übereinstimmt mit derjenigen bei diesen Zapfen. Ob hierbei mit μ bis auf $^1/_{20}$ herabgegangen werden kann, wird allerdings von der Beschaffenheit der aufeinander gleitenden Schraubenflächen abhängen. So vollkommen wie diejenige der Zapfenflächen darf sie im Allgemeinen nicht angenommen werden.

Bei Berechnung von Schrauben mit besonders geformtem Gewinde, wie z. B. in Fig. 40 und 41, ist in ähnlicher Weise vorzugehen.

c. Schraubenverbindungen, welche Kräfte zu übertragen haben, die quer gegen die Schraubenachse gerichtet sind.

Ihrem Wesen nach ist die gewöhnliche Schraube an sich nur berufen, solche Kräfte aufzufangen, welche in die Richtung der Schraubenachse fallen. Sollen nun durch eine Schraubenverbindung Kräfte übertragen werden, welche senkrecht zur Schraubenachse gerichtet sind, so müssen zunächst aus dem besonderen Zwecke der Verbindung die Bedingungen festgestellt werden, denen dieselbe zu genügen hat. Hierbei ist in erster Linie zu unterscheiden, ob die herzustellende Befestigung eine Spannungsverbindung (vergl. S. 77) zu sein hat oder nicht.

Fig. 47.



Das Erstere wird der Fall sein müssen, wo die Kraftrichtungen wechseln.

Fig. 47 zeigt eine solche Konstruktion mittelst konischen, gegen seine Sitzfläche gepressten Bolzens. Voraussetzung für Erreichung des Zweckes ist sauberes Einschleifen des kegelförmigen Theiles der Schraube, zu welchem Behufe das Vierkant A vorhanden ist. In den meisten Fällen pflegt man diese konischen Schraubenbolzen aus Stahl zu fertigen, welcher genügend zäh sein muss, damit der Gewindetheil bei $b\,b$ nicht abreisst oder abbricht.

Für den Winkel α, den die Erzeugende der Kegelfläche mit der Achse des Bolzens einschliesst, kann, sofern nicht besondere Umstände bestimmend sind, $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{10}$ genommen werden.

Sind solche Bolzen gut eingeschliffen, so bilden sie ein allerdings nicht billiges, jedoch technisch vortreffliches Mittel zur Uebertragung von Querkräften, besonders dann, wenn deren Richtungen wechseln.

Derselbe Zweck lässt sich auch dadurch erreichen, dass man den Schraubenbolzen ganz schwach konisch dreht, das Loch in den zu verbindenden, genau aufeinander liegenden Theilen mittels Reibahle entsprechend ausreibt und sodann den Bolzen mittels einiger Hammerschläge fest eintreibt. Diese Verbindungsweise hat gegenüber der vorher besprochenen den Vortheil, weniger zu kosten, dagegen den Nachtheil der Unsicherheit über die Grösse der wirklichen Auflagefläche, sowie den Mangel, dass bei nothwendig werdender Lösung der Verbindung der Bolzen aus der ganz bestimmten Lage, in die er durch das Einschlagen gebracht worden ist, und der entsprechend er sich auch an seiner Oberfläche zusammengedrückt hat, entfernt werden muss. Gelingt es bei der Wiederverbindung nicht, dem Bolzen genau dieselbe Lage zu geben, so kann die Befestigung eine sehr unvollkommene werden.

Eine zuverlässige Verbindung zur Uebertragung von Querkräften lässt sich auch in der Weise herstellen, dass ein Loch gebohrt wird, welches je zur Hälfte in den beiden zu verbindenden, hierbei fest zusammengepressten Theilen liegt, Fig. 3, Taf. 1. Dieses Loch ist sauber schwach konisch auszureiben und hierauf in dasselbe ein sorgfältig, entsprechend konisch gedrehter Stahlstift einzutreiben. Dabei ist es dann nicht nothwendig, dass die Schrauben die Löcher genau ausfüllen. Diese Verbindung hat den unter Umständen sehr werthvollen Vorzug, dass sie bei bereits im Betriebe befindlichen Maschinentheilen nachträglich noch hergestellt werden kann, ohne dass diese auseinander genommen werden müssen.

Statt des runden Bolzens kann auch ein angenähert rechteckiger angewendet werden, Fig. 4, Taf. 1. Weit vollkommener ist die Konstruktion Fig. 5, Taf. 1, welche sich insbesondere auch Stössen gegenüber eignet. Bei der Berechnung einer solchen Verbindung ist für die Keilabmessungen massgebend die Grösse der auf Verschiebung wirkenden Kraft, sofern nicht die Rücksicht auf das Eintreiben der Keile grössere Abmessungen fordert.

Den durch die verschiedenen Verbindungen angestrebten Zweck erreicht man auch durch Knaggen, gegen welche sich die zwischen diesen und dem zu befestigenden Körper einzutreibenden Keile legen; doch erschweren sie in vielen Fällen die Bearbeitung der Flächen, besonders dann, wenn auf gemeinschaftlicher Platte mehrere Gegenstände befestigt werden sollen.

Querkräfte lassen sich unter Umständen betriebssicher auch dadurch auffangen, dass man die Reibung als Hülfsmittel verwendet. Dann müssen die Schrauben so stark angezogen werden, dass die hierdurch zwischen den Gleitflächen wachgerufene Reibung zur Uebertragung der Kräfte ausreicht. Da, wo die Verbindung Erzitterungen oder gar Stössen ausgesetzt ist, leistet die Reibung das Verlangte mit einiger Wahrscheinlichkeit nur dann, wenn der Reibungskoeffizient sehr klein in die Rechnung eingeführt wird. In solchen Fällen empfiehlt es sich, sofern die Verbindung zuverlässig sein soll, zu einer der besprochenen Spannungsverbindungen zu greifen.

Wechseln die Kraftrichtungen nicht und treten Erzitterungen nicht auf, so genügt auch die Verwendung gedrehter Schrauben in gebohrten, nöthigenfalls noch ausgeriebenen Löchern, welche von den Bolzen gut ausgefüllt werden. Handelt es sich um eine ruhende Querbelastung, wie sie z. B. bei manchen Schraubenbolzen von eisernen Dachkonstruktionen auftritt, so braucht die Ausfüllung der Löcher keine vollkommene zu sein, doch soll der Spielraum nur wenig betragen. In beiden Fällen wird der Schraubenbolzen in der Regel vorzugsweise auf Biegung beansprucht werden.

3. Formen und Abmessungen normaler Muttern, Köpfe, Unterlegscheiben, Schlüssel.

Die Grundform der Mutter ist in den meisten Fällen ein Prisma mit einem gleichseitigen Sechseck als Querschnitt. Den umschriebenen Kreis dieses Sechseckes nehmen manche Werkstätten gleich $2\,d$, andere davon abweichend und zwar für Schrauben über 16^{mm} ($^5/_8$" engl.) etwas kleiner; für schwächere etwas grösser als $2\,d$. Verfasser schliesst sich für nicht gehärtete (nicht eingesetzte) Muttern, welche im gewöhnlichen Maschinenbau die grosse Mehrheit bilden, den Ersteren an und zwar der Einfachheit der Beziehung wegen, welche für das Entwerfen und für die Ausführung ihren entschiedenen Werth hat, sowie mit Rücksicht darauf, dass das zweite Verfahren für stärkere Schrauben sehr grosse Pressungen zwischen der Mutter und ihrer Unterlage, sowie zwischen der Ersteren und den Maulflächen des Schlüssels ergiebt, infolgedessen die betreffenden Flächen leicht beschädigt werden. Sind die Muttern gehärtet (eingesetzt), so kann man mit der Schlüsselweite unbedenklich etwas heruntergehen.

In Fig. 6 und 7, Taf. 1 sind die Abmessungen der sechskantigen Mutter, sowie des gewöhnlichen Mutterschlüssels angegeben. Die Maulweite desselben ist gleich dem Durchmesser des dem Sechseck eingeschriebenen Kreises, d. i. gleich $d\sqrt{3} = 1{,}732\,d$. Die Stärke des Maulstückes, welche zu $0{,}8\,d$ angegeben ist, erscheint bedingt dadurch, dass die Pressung zwischen Maulfläche des Schlüssels und Mantelfläche der Mutter das für zulässig erachtete Mass nicht überschreitet.

Das Moment M, welches der Schlüssel auszuüben hat, setzt sich für gewöhnlich zusammen aus dem Momente, welches sich auf Grund der Gl. 163 ergiebt und aus dem Momente, das von der Reibung zwischen Mutter und deren Unterlage herrührt. Für scharfgängige Schrauben fand sich das Erstere zu $0{,}11\,Q\,d_1$, wofür wir setzen wollen $0{,}1\,Q\,d$. Das Letztere beträgt angenähert $Q\,\mu\,.\,0{,}75\,d$ oder mit $\mu = 0{,}1$ für glatte Unterlagen $0{,}075\,Q\,d$. Folglich

$$M = 0{,}175\,Q\,d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 174$$

Durch Einführung von

$$Q = 225\,d^2$$

(aus Gl. 165) ergiebt sich

$$M = 39{,}4\,d^3,$$

sodass am Ende des $15\,d$ langen Schlüssels eine Kraft P

$$P = \frac{39{,}4\,d^3}{15\,d} = 2{,}6\,d^2$$

wirken muss. Für den Fall, dass d in englischen Zollen vorliegt, beträgt $P = 17\,d^2$.

Hiernach lässt sich beurtheilen, ob für die Mutter einer starken Schraube die Verlängerung des Schlüssels (am einfachsten durch Aufstecken eines schmiedeisernen Rohres) nöthig ist oder nicht.

Fig. 8, Taf. 1 zeigt einen Schlüssel für versenkte Muttern, also für solche, welche durch einen gewöhnlichen Schlüssel nicht angezogen werden können, den sogenannten Steckschlüssel.

Ein Hauptaugenmerk beim Entwerfen ist darauf zu richten, dass da, wo eine Mutter angeordnet wird, auch genügend Platz ist für den Schlüssel und dessen Drehung; eine Rücksicht, gegen welche auch heute noch nicht wenig gesündigt wird.

Für besondere Zwecke gelangen hier und da auch anders geformte Muttern zur Ausführung, wie z. B. die in Fig. 9, Taf. 1 gezeichnete Flügelmutter, deren beide Lappen („Flügel") ein Anziehen und Lösen unmittelbar durch die Hand ermöglichen.

Ueber die Höhe der Mutter ist oben unter Ziff. 2 a und b das Nöthige bemerkt worden.

Quadratische Muttern kommen nur selten vor, sie erhalten zur Seite die Maulweite des entsprechenden Schlüssels für sechseckige Muttern.

Die normale Höhe des Kopfes einer Schraube soll mit Rücksicht auf die Pressung zwischen Maulfläche des Schlüssels und Mantelfläche des Kopfes mindestens gleich der Stärke des Schlüsselmaules, d. i. 0,8 d, gewählt werden, es sei denn, dass man sicher ist, die Schraube nicht durch Drehen des Kopfes anziehen zu müssen, und erhält genau denselben sechseckigen Querschnitt, welcher der Mutter eigen ist. Fig. 10, Taf. 1. Werden die Köpfe durch Anstauchen hergestellt, so sprechen die Herstellungsrücksichten für möglichste Beschränkung der Kopfgrösse. Kommen die Köpfe bei Verwendung der Schrauben gegen Eisen zu liegen, so kann je nach der Grösse der Schraubenlöcher dieser Beschränkung mehr oder minder stattgegeben werden; allerdings unter Aufgabe des Vortheiles, dass Kopf und Mutter die gleiche Schlüsselweite besitzen.

Quadratische Köpfe müssen jedenfalls so gross sein, als es die Festigkeit des Materials, insbesondere diejenige der Unterlage erfordert. Bei Eisenkopf auf Eisenunterlage fallen dann die Köpfe klein aus, während sie bei weicher Unterlage, z. B. bei Holz, ziemlich gross werden müssen. Wird in diesem Falle mit Rücksicht auf die geringe Tragfähigkeit derjenigen Flächenelemente der Holzunterlage, die der Lochwandung am nächsten liegen, die zulässige Belastung des Holzes auf $40^{kg}{}_{qcm}$ angenommen, so folgt für die Seite s des Kopfes unter Benützung der Gl. 165

$$\left(s^2 - \frac{\pi}{4} d^2\right) 40 = 225\, d^2$$

$$s^2 = 6{,}4\, d$$

$$s \geqq \backsim 2{,}5\, d. \qquad\qquad 175$$

Wo keine Gründe zur Wahl anderer Abmessungen vorliegen, empfiehlt es sich, s gleich der Maulweite des passenden Schlüssels bei sechskantiger Mutter zu machen, um nöthigenfalls mit demselben den Kopf fassen zu können.

Ausser der sechsseitigen und quadratischen Kopfform finden noch verschiedene andere Verwendung, wie dies z. B. die Fig. 18 bis 21, Taf. 1 erkennen lassen.

Unterlegscheiben werden entweder von Blechabfällen gestossen, die vorher gelocht worden sind, oder aus Flacheisen gebogen und dann geschweisst.

Sie finden Verwendung

a) als Unterlage für Muttern gegenüber einem für unmittelbare Berührung zu weichen Material,

b) als Unterlage für Muttern gegenüber einer unebenen, rauhen Oberfläche oder

c) dann, wenn das Loch für die Schraube in der Unterlage wesentlich grösser ist, als der Durchmesser der Letzteren.

Fig. 48.

Unterlegscheiben nach *a* für den Fall, dass die unmittelbare Unterlage Holz sein würde, erhalten einen Durchmesser D, Fig. 48, aus

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\, 40 = 225\, d^2$$

$$D^2 = 8{,}2\, d^2$$

$$D = 2{,}9\, d = \backsim 3\, d \ldots\ldots \quad 176$$

Die Stärke δ ist mit Rücksicht darauf zu bestimmen, dass sich die Scheibe nicht durchbiegt.

Für schmiedeiserne Scheiben genügt

$$\delta = \frac{1}{3}\, d \ldots\ldots \quad 177$$

In der Regel wird δ zu gering genommen. Wenn es vortheilhaft erscheint, kann die Scheibe nach dem Umfange zu entsprechend schwächer gehalten werden.

Unterlegscheiben aus Schmiedeisen nach b können bestimmt werden aus

$$D = 2{,}1\, d + 0{,}5^{\text{cm}} \ldots\ldots \quad 178$$

$$\delta = 0{,}35\, \sqrt{d} \ldots\ldots \quad 179$$

Die Abmessungen der Unterlegscheiben nach c sind durch die jeweiligen Verhältnisse bedingt.

4. Schraubenarten und Schraubenverbindungen.

Fig. 11, Taf. 1 zeigt die normale Verbindung der Flanschen zweier Röhrenstücke durch eine Schraube mit sechskantigem Kopf. Das Dichtungsmaterial zwischen den beiden Flanschen ist weggelassen worden.

Bezüglich der Berechnung der Flanschenverbindung und sonstiger Einzelheiten kann auf das im sechsten Abschnitte, namentlich unter Röhren daselbst Gesagte, verwiesen werden.

Die Konstruktion, Fig. 12, Taf. 1 gestattet ein seitliches Wegnehmen der Schraube nach Lösung der Mutter. Sie hat ihre Berechtigung da, wo es unmöglich ist, die Schrauben von unten einzuführen und wo unten eine Mutter wegen Mangel an Platz oder aus anderen Gründen nicht angeordnet werden kann, oder da, wo ein öfteres Lösen des Deckels eintritt. Wie der Vergleich mit Fig. 11, Taf. 1 erkennen lässt, fällt die Flansche hier kürzer und damit die Beanspruchung derselben und des Deckels geringer aus.

Fig. 13, Taf. 1 stellt eine Kopfschraube dar, für welche das Muttergewinde in dem einen der beiden zu verbindenden Theile enthalten ist. Besteht dieser aus Gusseisen und muss die Schraube zuweilen gelöst werden, so ist die Verbindung der

Gefährdung des gusseisernen Gewindes wegen unzulässig. An ihre Stelle kann dann die Stiftschraube Fig. 14, Taf. 1 treten. Das Vierkant derselben hat den Zweck, ihre Drehung beim Einschrauben zu ermöglichen und die selbstthätige Lösung zu verhindern; es kann jedoch ohne Nachtheil entbehrt werden. Um die Stiftschraube ohne Vierkant einschrauben zu können, soll das Gewinde des oberen Theiles in der Regel so lang sein, dass zwei Muttern aufgesetzt werden können, Fig. 15, Taf. 1.

In Fig. 16, Taf. 1 ist der Kopf der Schraube durch einen Splint ersetzt.

Fig. 17, Taf. 1 zeigt eine Verbindung, welche das Einführen der Schraube von der Mutterseite her gestattet.

In Fig. 22 und 23, Taf. 1 sind zwei Verbindungen gezeichnet, welche die Aufgabe haben, zwei Körper in bestimmter Entfernung voneinander zu halten (Stehbolzen). Der Hohlcylinder in Fig. 23 wird am einfachsten aus einem Rohrstück geschnitten.

Fig. 24, Taf. 1 zeigt eine Stellschraube, deren Zweck darin besteht, den Körper *a* in bestimmter Entfernung vom Körper *b* zu halten.

Fig. 25, Taf. 2 giebt ebenfalls eine Stellschraube wieder, die sich jedoch von der in Fig. 24, Taf. 1 dargestellten dadurch unterscheidet, dass die Verbindung nicht bloss eine Spannungsverbindung in Richtung der Schraubenachse ist, sondern auch senkrecht zu dieser.

Fig. 26, Taf. 2 ist ebenfalls eine Stellschraube, jedoch mit Griff zum Stellen durch die Hand.

Fig. 27, Taf. 2 zeigt die Verbindung eines Kesselausrüstungsstückes mit der wagrechten Kesseldecke *a*. Hier ist von Wichtigkeit, dafür Sorge zu tragen, dass die Schraube beim Lösen der Mutter nicht in das Innere des Kessels falle. Die Schraube wird vom Kesselinnern nach oben durch die Kesseldecke gesteckt, wobei der in den Bolzen eingeschlagene Stift durch die Nuthe *x* hindurchgeht. Nachdem das geschehen ist, wird die Letztere von oben so stark verstemmt, dass der Bolzenstift nicht mehr zurück kann. Hierauf wird das zu befestigende Stück *b* aufgebracht u. s. w. Da der Kopf gleichzeitig die Abdichtung herbeizuführen hat, so befindet sich zwischen ihm und der Kesseldecke *a* das Dichtungsmaterial (Gummi, Asbestpappe oder dergl.).

Fig. 28, Taf. 2 stellt die Achsmutter für ein Strassenfahrzeug dar. Die Eindrehung beim Uebergang des Sechsecks in die Fussscheibe erfolgt zum Zwecke leichter Bearbeitung der Sechsecksflächen und der oberen Stirnfläche der Fussscheibe. Fig. 29, Taf. 2 giebt den Mutterschlüsselkopf zu Fig. 28 wieder.

Handelt es sich darum, einen Maschinentheil *a* mit einer Mauer fest zu verbinden, so kann dies in der durch Fig. 30 dargestellten Weise geschehen. Um den von der Schraube ausgeübten Zug auf ein grösseres Stück Mauer zu übertragen, ist die Unterlage des Schraubenkopfes eine lange Platte *b*, deren nach der Mauer zugekehrte Seite behufs Vergrösserung der Auflagefläche breit gehalten wurde. Durch diese Querschnittsform wird auch gleichzeitig dem Umstande Rechnung getragen, dass die Zugfestigkeit des Gusseisens geringer ist als die Druckfestigkeit. Statt der langgestreckten Platte wird nicht selten eine runde Scheibe verwendet.

Zur Befestigung der Maschinentheile oder ganzer Maschinen mit dem Fundament dienen die Fundamentschrauben. Zu diesen gehört die in Fig. 31, Taf. 2

dargestellte Steinschraube. Die obere Lochweite a muss so gross sein, dass die Schraube leicht in das Loch eingebracht werden kann. Die Befestigung erfolgt durch Eintreiben eiserner Keile c und nachheriges Ausgiessen mit Cement oder Blei. Man verwendet wohl auch zu Steinschrauben die gewöhnliche Schraube, wie in Fig. 11, Taf. 1 gezeichnet (mit sechs- oder vierseitigem Kopf), indem man über sie von der Bolzenseite ein konisches Gussstück schiebt, das bei der Befestigung im Stein dieselbe Aufgabe übernimmt, welche der unten verdickte Theil der in Fig. 31, Taf. 2 dargestellten Steinschraube zu erfüllen hat. Gegenüber grösseren Kräften geht der Steinschraube die Eigenschaft ab, eine sichere Verbindung zu sein. In solchen Fällen werden Fundamentanker nach Fig. 32, Taf. 2 angeordnet. Dieselben ermöglichen zunächst die sichere Verbindung eines grossen Mauerkörpers mit dem betreffenden Maschinentheil und sodann, der Zugänglichkeit des Kanales a wegen, einen leichten Ersatz der etwa abgerissenen oder sonst unbrauchbar gewordenen Schraube durch eine andere. Damit sich der Splint b bequem in das Loch einführen lässt, ist er nach dem einen Ende hin zugeschärft. Die Möglichkeit des selbstthätigen Herausfallens desselben bei eintretenden Erzitterungen und Lockern der Mutter ist durch die Vertiefung, welche er unten besitzt, vermieden. Das Drehen des Splintes und damit auch des Ankers beim Anziehen der Mutter hindern die Ansätze $e\,e$ der Ankerplatte f, welche behufs Erhaltung ihrer Höhenlage zweckmässiger Weise an zwei gegenüberliegenden Stellen eingemauert werden kann. Findet das Letztere nicht statt, so sind rechteckige Platten, die sich mit zwei ihrer Seiten gegen die senkrechten Kanalwandungen legen und so das Drehen verhindern, vorzuziehen.

Der zu verankernde Fuss g der Maschine wird zum Zwecke einer gleichförmigen Berührung mit dem Fundamente mit Cement oder Schwefel untergossen. Hierbei ist darauf zu achten, dass der Cement nicht in das Ankerloch fliesst und dieses unter Umständen ausfüllt. Am sichersten wird das vermieden, wenn das Untergiessen bei herausgenommenem Anker erfolgt, wobei dann der obere Theil des Loches durch eingebrachtes Werg oder dergleichen gegen das Einfliessen von Cement zu schützen ist.

Bei Bestimmung der Stärke d des Fundamentankers ist der Umstand von Einfluss, dass durch kräftiges Anziehen der Mutter von vornherein eine bedeutende Beanspruchung, etwa σ_1, hervorgerufen wird. Hiermit ist eine Dehnung des Ankers und eine Zusammendrückung des Fundamentes verknüpft. Tritt nun beim Betriebe der Maschine von dieser eine Zugkraft entsprechend der Anstrengung σ_2 in den Anker über, so muss sich derselbe weiter dehnen. Infolge dieser Dehnung vermindert sich die Zusammendrückung zwischen Maschine und Fundament, sodass die Gesammtanstrengung kleiner als $\sigma_1 + \sigma_2$ ausfällt. Eine genaue rechnungsmässige Feststellung derselben begegnet bei Zugrundelegung der thatsächlichen Verhältnisse erheblichen Schwierigkeiten, infolgedessen bezüglich ihrer Grösse die Annahme gemacht werden soll, sie sei gleich $\beta\,\sigma_2$, worin $\beta > 1$ einen Schätzungswerth bedeutet[1]). Auch das

---

[1]) Einblick in die hierbei in Betracht kommenden Verhältnisse gewährt die folgende Betrachtung.

In Fig. 48a falle die Achse des Fundamentankers mit der Achse des Mauerpfeilers zusammen. Es bedeute sodann

l' die Höhe des Mauerpfeilers und

en der Muttern während des Betriebes bedingt den Eintritt einer mehr oder **stark** über σ_2 hinausgehenden Inanspruchnahme. Zu der angedeuteten Un- .eit tritt weiter noch Folgendes. Mit der Zeit wird ein Theil der elastischen nänderung des Ankers zu bleibender und zwar um so früher, je grösser die erufenen Spannungen sind. Dieser Umstand bedingt ein Nachziehen der 'n, welches von den dabei Betheiligten um so schärfer erfolgt, je öfter es sich

---

Fig. 48 a.

l die für die Ausdehnung in Betracht kommende Länge des Ankers, je vor dem Anziehen der Mutter,

f' den Querschnitt des als prismatisch vorausgesetzten Pfeilers,

f den als konstant aufgefassten Querschnitt des Ankers, indem davon abgesehen werden soll, dass dieser auf die Erstreckung l nicht genau den gleichen Querschnitt besitzt. Der Einfluss der Verstärkung des Querschnittes im unteren Ankertheile kann dadurch als ausgeglichen betrachtet werden, dass die Dehnung sich auch auf denjenigen Theil des Ankers erstreckt, welcher oben innerhalb der Mutter gelegen ist,

α' den als unveränderlich vorausgesetzten Dehnungskoeffizienten des Mauerwerks,

α den Dehnungskoeffizienten des Ankermaterials unter der gleichen Voraussetzung.

In Wirklichkeit wird α' allerdings mehr oder weniger stark lerlich sein.

Durch das Anziehen der Ankermutter wird das Mauerwerk ,' elastisch zusammengedrückt, der Anker um λ_a elastisch nt. Dabei entsteht in dem Letzteren eine Zugkraft S_a, die sein muss der Kraft S_a', mit welcher das Mauerwerk der Zusammendrückung entgegenwirkt.

$$S_a = \frac{\lambda_a}{l} \frac{1}{\alpha} f,$$

anter der in Wirklichkeit meist nicht erfüllten Voraussetzung, dass die Zusammendrückung λ_a' chmässig über den ganzen Querschnitt f' und durch die ganze Pfeilerhöhe l' hindurch inde,

$$S_a' = \frac{\lambda_a'}{l'} \frac{1}{\alpha'} f'.$$

Zum Zwecke einer anschaulicheren Verfolgung der Aufgabe stellen wir in Fig. 48b diese ältnisse graphisch dar.

$\overline{AB}$ messe die Verlängerung λ_a, welche der Anker durch das Anziehen der Ankermutter rornherein erfährt, und $\overline{BC}$ die hierdurch in ihm wachgerufene Zugkraft S_a. Dann ergiebt sich

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{\overline{CB}}{\overline{AB}} = \frac{\lambda_a}{l} \frac{1}{\alpha} f : \lambda_a = \frac{f}{\alpha l}.$$

Ferner sei $\overline{EF}$ die mit der Wirksamkeit von S_a verbundene Zusammendrückung λ_a' des ers und FG die infolgedessen eintretende Gegenkraft S_a' des Mauerwerks gegen die Anker- :e (unten) und die Fundamentplatte (oben). Diese Gegenkraft S_a' muss gleich S_a sein, d. h. $= \overline{BC}$. Für den Winkel δ findet sich

$$\operatorname{ctg} \delta = \frac{\overline{FG}}{\overline{EF}} = \frac{\lambda_a'}{l'} \frac{1}{\alpha'} f' : \lambda_a' = \frac{f'}{\alpha' l'}.$$

Wird nun jetzt der Anker durch eine oben an der Fundamentplatte angreifende Kraft um eine :ke $\lambda \leqq \lambda'$ **elastisch** gedehnt, also die Fundamentplatte um λ gehoben, und wird in dem oberen

als nothwendig erweist. Hierunter leidet der Anker, ganz abgesehen von den Unannehmlichkeiten, die mit dem öfteren Eintreten der Nothwendigkeit des Nachziehens der Muttern von Fundamentankern verbunden sein können. In Erwägung

---

Theile der Fig. 48b $\lambda = \overline{BB_1}$, $B_1C_1 \parallel BC$ gemacht, sowie AC bis zum Schnitt C_1 mit B_1C_1 verlängert, so ergiebt sich die jetzt vorhandene Ankerkraft

$$S = \overline{B_1C_1} = S_a + \lambda \operatorname{ctg} \gamma = S_a + \frac{\lambda}{l} \frac{1}{\alpha} f.$$

Fig. 48b.

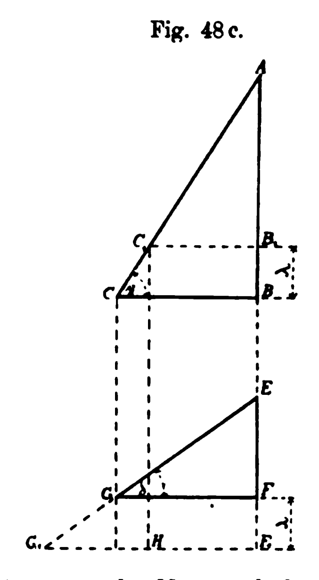


Fig. 48c.

Die Grösse der Kraft, mit welcher sich die Platte gegen das Mauerwerk legt, wird vermindert von $\overline{FG}$ auf $\overline{F_1G_1}$, wenn F_1G_1 die im Abstande λ zu FG gezogene Parallele ist. Demnach gehört zur Aufwärtsbewegung der Platte um λ eine Kraft P, bestimmt durch

$$P = \overline{B_1C_1} - \overline{F_1G_1} = \overline{HC_1} = \overline{C_1J} + \overline{JH} = \lambda \operatorname{ctg} \gamma + \lambda \operatorname{ctg} \delta$$
$$= \lambda (\operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg} \delta) = \lambda \left(\frac{f}{\alpha l} + \frac{f'}{\alpha' l'}\right).$$

Würde die Kraft nicht ziehend, sondern drückend auf die Fundamentplatte wirken, entsprechend einer elastischen Zusammendrückung λ des Pfeilers, so erhöht sich die Druckkraft gegen das Mauerwerk unter Beachtung der Fig. 48c auf

$$(S') = \overline{F_1G_1} = S_a' + \lambda \operatorname{ctg} \delta = S_a' + \frac{\lambda}{l'} \frac{1}{\alpha'} f'.$$

Die Grösse der Ankerzugkraft wird vermindert von $\overline{BC}$ auf $\overline{B_1C_1}$. Somit erfordert die bezeichnete Abwärtsbewegung der Platte um λ die Kraft

$$(P) = \overline{F_1G_1} - \overline{B_1C_1} = \overline{HG_1} = \lambda (\operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg} \delta) = \lambda \left(\frac{f}{\alpha l} + \frac{f'}{\alpha' l'}\right).$$

Wie oben bemerkt, muss verlangt werden, dass die Ankermuttern von vornherein so scharf angezogen werden, dass unter Einwirkung der Zugkraft P ein Loslösen der Fundamentplatte von dem Fundament nicht stattfindet, d. h. es muss S_a so gross sein, dass

$$\lambda = \psi \lambda_a' \quad \text{mit } \psi < 1.$$

Hieraus folgt unter Berücksichtigung des für P gefundenen Werthes

$$P = \lambda \left(\frac{f}{\alpha l} + \frac{f'}{\alpha' l'}\right) = \psi \lambda_a' \left(\frac{f}{\alpha l} + \frac{f'}{\alpha' l'}\right),$$

woraus

$$\lambda_a' = \frac{P}{\psi} \frac{1}{\frac{f}{\alpha l} + \frac{f'}{\alpha' l'}},$$

dieser Verhältnisse wird man sich für starke Fundamentanker entscheiden, d. h. ihre Stärke so bestimmen, dass sie durch die Betriebskräfte verhältnissmässig nicht stark beansprucht sind.

Im Allgemeinen nehmen wir für die durch einen Anker zu übertragende Maschinenkraft P Dreiviertel der Werthe, wie sie die Gl. 154, 155, bezw. 160 und 165 sowie 166 liefern, und erhalten dann entsprechend

$$P = 135\,d^2 \text{ bis } 225\,d^2,$$

sofern d in Centimeter, und

---

hiermit die Zugkraft im Anker vor Eintritt von P

$$S_a = S_a' = \frac{\lambda_a'}{l'}\,\frac{1}{\alpha'}\,f' = \frac{P}{\psi}\,\frac{f'}{f' + f\,\frac{\alpha' l'}{\alpha l}} = \frac{P}{\psi}\,\frac{1}{1 + \frac{\alpha'}{\alpha}\,\frac{f}{f'}\,\frac{l'}{l}}$$

und die Zugkraft im Anker unter Einwirkung von P

$$S = S_a + \frac{\lambda}{l}\,\frac{1}{\alpha}\,f = \frac{\lambda_a'}{l'}\,\frac{1}{\alpha'}\,f' + \psi\,\lambda_a'\,\frac{1}{l}\,\frac{1}{\alpha}\,f = \lambda_a'\left(\frac{f'}{\alpha' l'} + \psi\,\frac{f}{\alpha l}\right)$$

$$= \frac{P}{\psi}\,\frac{\frac{f'}{\alpha' l'} + \psi\,\frac{f}{\alpha l}}{\frac{f'}{\alpha' l'} + \frac{f}{\alpha l}} = \frac{P}{\psi}\,\frac{1 + \psi\,\frac{\alpha' l'}{\alpha l}\,\frac{f}{f'}}{1 + \frac{\alpha' l'}{\alpha l}\,\frac{f}{f'}}.$$

Der oben in die Betrachtung eingeführte Schätzungswerth β ist somit für die Sachlage der vorstehenden Erörterung und unter den gemachten Voraussetzungen

$$\beta = \frac{1}{\psi}\,\frac{1 + \psi\,\frac{\alpha' l'}{\alpha l}\,\frac{f}{f'}}{1 + \frac{\alpha' l'}{\alpha l}\,\frac{f}{f'}}$$

und beispielsweise für

$$\frac{\alpha'}{\alpha} = 40,\ \frac{l'}{l} = 0{,}85,\ \frac{f}{f'} = \frac{1}{250},\ \psi = 0{,}75$$

$$\beta = \frac{1}{0{,}75}\,\frac{1 + 0{,}75\,.\,40\,.\,0{,}85\,\frac{1}{250}}{1 + 40\,.\,0{,}85\,\frac{1}{250}} = \frac{1}{0{,}75}\,\frac{1 + 0{,}75\,.\,0{,}136}{1 + 0{,}136} = \frac{0{,}97}{0{,}75} = 1{,}29.$$

Wie ersichtlich, unterscheidet sich β nur wenig von $\frac{1}{\psi}$, sodass also der Betrag, um welchen die Zahl β die Einheit überschreitet, mit Annäherung angiebt, um welche verhältnissmässige Grösse P wachsen dürfte, ehe unter Einwirkung dieser Kraft die Berührung zwischen Fundamentplatte und Fundament aufhören würde.

Dieses Ergebniss lässt sich auch unmittelbar aus der Anschauung ableiten. Bei den Verhältnissen des gewählten Beispieles ist die elastische Zusammendrückung des Fundamentes und der Fundamentplatte sehr gering gegenüber der Verlängerung, die der Anker erfährt. Denken wir uns demgemäss den Anker als Spiralfeder und das Fundament nebst Platte als starr, so wird bei Anspannung des Ankers durch die Kraft βP, bevor P auf die Platte einwirkt, diese mit βP gegen das Fundament gepresst werden. Tritt nun jetzt die Kraft P mit dem Bestreben, die Platte vom Fundament abzuheben, in Thätigkeit, so wird die Wirkung lediglich darin bestehen, dass sich der Druck zwischen Platte und Fundament auf $\beta P - P = (\beta - 1)\,P$ vermindert; die Inanspruchnahme des Ankers bleibt die gleiche. Solange $\beta > 1$, wird die Berührung zwischen Platte und Fundament bestehen bleiben. $\beta - 1$ giebt demnach die verhältnissmässige Grösse an, um welche P noch wachsen dürfte, ehe diese Berührung aufhören würde. Wird $\beta = \frac{5}{4}$ gewählt, so könnte — unter den gemachten Voraussetzungen — P um 25% wachsen, ohne dass die Platte die Berührung mit dem Fundament aufgiebt.

$$P = 900\, d^2 \text{ bis } 1500\, d^2,$$

wenn d in engl. Zollen eingeführt wird.

Die Gl. 154 giebt für den Durchmesser D und die Splintlochbreite s_1 di ziehung (vergl. Bemerkung, welche zur Gl. 143 führte)

$$300\, d^2 = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - s_1 D\right) \frac{3}{4}\, 600,$$

woraus mit der Splintstärke $s = \frac{D}{4}$ und $s_1 = \frac{6}{5} s = 0{,}3\, D$ (das Loch wird durch Schmieden hergestellt)

$$D = \infty \frac{5}{4} d.$$

Die Flächenpressung k, welche hierbei zwischen Splint und Anker ei beträgt

$$300\, d^2 = s\, D\, k = \frac{D^2}{4} k = \frac{25}{64} k\, d^2$$

$$k = 768^{\text{kg}},$$

welcher Werth im Hinblick darauf, dass bei der gewöhnlichen Güte der A nicht die ganze Fläche $s\,D$ aufliegt, hoch genug erscheint. War die Lochweit Ankerplatte zu $1{,}4\, d$ angenommen, so muss $D_1 \geqq 1{,}4 + D$ sein, welcher F rung durch

$$D_1 = 3\, d$$

genügt ist.

Die Splinthöhe x folgt für den nach Gl. 154 belasteten Anker aus

$$\frac{300\, d^2}{2} \left(\frac{1{,}4\, d + 3\, d}{4} - \frac{5}{16} d\right) = \frac{600}{6} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{d}{4} \cdot x^2$$

zu

$$x = d \sqrt{3{,}84} = \infty\, 2\, d;$$

für nach Gl. 166 belastete Anker dagegen aus

$$\frac{180}{2} d^2 \left(\frac{1{,}4\, d + 3\, d}{4} - \frac{5}{16} d\right) = \frac{600}{6} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{d}{4} x^2$$

zu

$$x = \infty\, 1{,}5\, d.$$

Die Höhe y kann mit Rücksicht auf Gl. 148 zu $\frac{5}{4} d = D$ genommen we

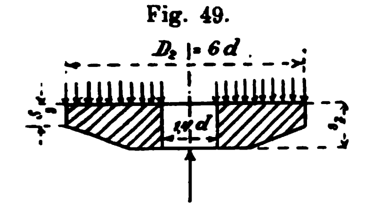
Der Durchmesser der runden Ankerplatte ist dadurch bestimmt, dass die Fläc pressung zwischen derselben und dem Quader eine gewisse obere Grenze, welch 10^{kg} festgesetzt werde, nicht überschreiten darf.

$$\frac{\pi}{4} \left[D_2^2 - \left(\frac{7}{4} d\right)^2\right] 10 = 300\, d^2$$

$$D_2 = \infty\, 6\, d.$$

Die Stärke der Ankerplatte lässt sich mit Annäherung in folgender Weis mitteln.

Fig. 49.



Wie Fig. 49 zeigt, wird die Platte auf Biegung beansprucht und zwar mit einem Moment angenähert gleich

$$\frac{\pi}{8} D_2{}^2\, 10 \,.\, \frac{2\, D_2}{3\,\pi}$$

in dem mittleren Querschnitt von der Breite $D_2 - 1{,}4\, d = 4{,}6\, d$. Die Höhe dieses Querschnittes ist veränderlich: erlauben wir uns denselben aufzufassen als ein Rechteck von der Breite $4{,}6\, d$ und der mittleren Höhe $s' = 0{,}5\,(s_2 + s_3)$, so folgt mit dem Durchschnittswerthe $k_b = 280$ (S. 37, Belastungsweise b, S. 34 und 35) angenähert

$$\frac{\pi}{8}(6\,d)^2 \,.\, 10 \,.\, \frac{2\,.\,6\,d}{3\,\pi} = \frac{280}{6} \,.\, 4{,}6\; d\, s'^2$$

$$s' = d\,\sqrt{0{,}83} = \backsim 0{,}9\, d.$$

Für $\quad s_3 = 0{,}5\; s_2$

wird $\quad s' = 0{,}75\; s_2 = 0{,}9\; d$

$$s_2 = 1{,}2\; d$$

$$s_3 = 0{,}6\; d.$$

Ganz in derselben Weise ist bei der Berechnung der rechteckigen Platten vorzugehen.

Fig. 33, Taf. 2 stellt den unteren Theil der Verankerung eines Walzengerüstes dar. Die Ankerplatte ist auf Holz gelagert, weil die Elasticität des Letzteren die Wahrscheinlichkeit des selbstthätigen Lösens der Mutter vermindert, worauf bei den hier auftretenden Erzitterungen zu achten ist.

Lassen sich zugängliche Kanäle für das Einstecken der Ankersplinte nicht herstellen, so kann die Verankerung nach Fig. 34, Taf. 2 hergestellt werden. Die Fundamentschrauben werden von der Mutterseite aus eingebracht, dann gedreht, sodass der längliche Kopf in der kastenförmigen Fundamentplatte sich festsetzt. Der Ersatz eines unbrauchbar gewordenen Bolzens wird sich dann bequem bewerkstelligen lassen.

Weitere Beispiele von Schraubenverbindungen finden sich in grösserer Anzahl bei den einzelnen, im Späteren besprochenen Maschinentheilen vor.

5. Die Schraubensicherungen.

Die Steigungswinkel der Befestigungsschrauben liegen zwar weit unter der Grenze, bei welcher noch auf Grund der Rechnung ein selbstthätiges Lösen derselben oder der Mutter zu erwarten ist. Trotzdem tritt dasselbe ein. Die Erzitterungen, welchen fast alle Maschinentheile ausgesetzt sind, bilden die Ursache.

Das zunächstliegende Mittel, die Lage der Schraube und Mutter zu sichern, besteht im scharfen Anziehen derselben. Manche Verbindungen gestatten jedoch die Anwendung dieses Mittels nicht ohne Weiteres, so z. B. dürfen die Muttern der Deckelschrauben eines Lagers nicht scharf gegen den Deckel gepresst werden, wenn sich dieser unmittelbar gegen die Welle legt, weil dadurch die Welle im Lager fest gebremst werden müsste. Um die Mutter dennoch fest anziehen zu können und sie dadurch zu sichern, soweit dies eben hierdurch möglich ist, wird eine zweite Mutter angeordnet, welche als Gegenmutter bezeichnet wird. Der Deckel wird durch die

untere Mutter angezogen, soweit als zulässig, dann durch scharfes Anziehen der oberen Mutter die untere stark gegen die Gewindegänge der Schraube gepresst. Dabei legen sich diese an, wie Fig. 50 erkennen lässt. Aus der Betrachtung derselben erhellt, dass die obere Mutter diejenige ist, welche den Gesammtzug der Schraube aufzunehmen hat. Wenn deshalb hier und da noch die obere Mutter niedriger gemacht wird, so muss das als entschieden falsch bezeichnet werden. In der Regel empfiehlt es sich, beide Muttern gleich hoch zu machen.

Fig. 50.



Ein zweites Mittel der Schraubensicherung geben die Bestrebungen an die Hand, die Reibung in den Gewindegängen nicht ausser Wirksamkeit gelangen zu lassen. Erzitterungen sind nur dadurch im Stande, ein selbstthätiges Lösen der Schraube oder Mutter zu bewirken, dass Augenblicke eintreten, in denen die Gewindegänge der Schraube nicht mehr gegen diejenigen der Mutter gepresst werden, während welcher also die Reibung aufgehoben ist. Das wird nicht geschehen, wenn die Mutter so elastisch gebettet werden könnte, dass sie — abgesehen von dem Trägheitsvermögen der eigenen Masse — jeder Erzitterung, welche die Schraube vollführt, folgen kann. Ausserdem kommt in Betracht, dass der Druck, mit welchem sich die Mutter, der Schraubenkopf gegen die Unterlage presst, unter sonst gleichen Verhältnissen um so grösser erhalten wird, je bedeutender die Elasticität der von der Schraube zusammengepressten Körper ist (vergl. hierüber die zur Entwicklung der Gl. 516 gehörige Fussbemerkung unter „Flanschenröhren"). Hieraus entwickeln sich elastische Mutter- oder Schraubenunterlagen als Sicherungsmittel. Bereits in Fig. 33, Taf. 2 fand sich dasselbe verwendet. Die Fig. 35 und 36, Taf. 2 zeigen dessen Anwendung in anderer Form. Wegen des erwähnten Trägheitsvermögens wird trotz der elastischen Bettung nicht immer ein Folgen der Mutter möglich sein und kann daher das Mittel auch nicht als durchschlagendes bezeichnet werden.

Die Gegenmutter darf nach dem eben Besprochenen nicht als zuverlässige Schraubensicherung angesehen werden.

Die Sicherung der Lage der Mutter einer Schraube lässt sich ferner auch dadurch bewerkstelligen, dass eine gegenseitige Bewegung beider gegeneinander erschwert oder unmöglich gemacht wird. In einfachster Form erscheint dieser Weg eingeschlagen durch Fig. 37, Taf. 2. Der durch die Mutter und die Schraube gehende Stift gestattet nur ein Nachziehen der Mutter um halbe Umdrehungen. Das Mittel, durch Körnerschläge die Schraube mit der Mutter mehr oder weniger zu vernieten, ist ein ebenso einfaches Mittel, wie das vorhergehende, jedoch ein ebenso oft nicht anwendbares.

Die meisten Konstruktionen legen die Mutter gegen ihre Unterlage fest. Zur Vollständigkeit der Schraubensicherung gehört dann die Befestigung der Schraube gegen dieselbe Unterlage. Die Fig. 38 bis 44, Taf. 2 zeigen derartige Verbindungen; davon Fig. 41 (D. R.-P. Nr. 7277) und Fig. 44 (D. R.-P. Nr. 44700). Bei letzterer Konstruktion genügt es, die runde Fussscheibe der Mutter mittels eines kräftigen Körnerschlages an der betreffenden Stelle etwas auszubeulen.

Auf eine weitere Vorführung von Mutter- und Schraubensicherungen, deren Zahl in neuerer Zeit ganz bedeutend angewachsen ist, muss hier verzichtet werden. Bei den Maschinentheilen, welche solcher bedürfen, wird im Späteren darauf zurückzukommen sein.

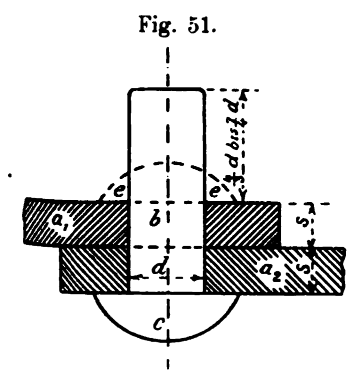
B. Nicht lösbare Verbindungen.

Nieten.

I. Herstellung der Vernietungen, Arten derselben, Material der Nietverbindungen u. s. w.

Um mittels Nietung zwei Stäbe oder Platten a_1 und a_2, Fig. 51, zu verbinden, ist in der Weise zu verfahren, dass in die übereinander liegenden Löcher derselben ein in der Regel aus zähem Eisen bestehender Cylinder b mit Kopf c, die Niete, eingebracht und dann durch Stauchen und Hämmern der punktirt gezeichnete Kopf e erzeugt wird. Früher geschah dies Stauchen und Bilden des Kopfes ausschliesslich durch Handarbeit: Handnietung. In neuerer Zeit bürgert sich, wenn auch langsam, die Verwendung von Maschinen (Pressen) zu dieser Arbeit ein: Maschinennietung.

Fig. 51.

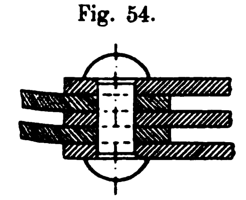


Die Lösung der so hergestellten Verbindung fordert die Beseitigung eines der beiden Köpfe. Dieselbe erweist sich somit nach Massgabe des S. 77 Erörterten als eine nicht lösbare. Ob die Verbindung eine solche ist, dass ihr die Uebertragung von Kräften, welche die Richtung wechseln, übertragen werden kann, wird später zu erörtern sein.

Der Kopf c, welcher vor dem Vernieten vorhanden war, wird Setzkopf, der durch die Vernietung erzeugte Kopf e Schliesskopf genannt. Der cylindrische Theil der Niete heisst Nietschaft.

In der Regel wird die Niete glühend in die Plattenlöcher eingebracht, damit sich erstens die Bildung des Schliesskopfes ohne bedeutende Schädigung der Zähigkeit des Materials bewerkstelligen lässt und damit zweitens durch die mit der Erkaltung des Nietschaftes verknüpfte Zusammenziehung ein scharfes Aneinanderlegen der Platten bewirkt wird. Die Verbindung heisst dann warme Vernietung. Werden die Nieten ohne vorhergegangene Erhitzung, also kalt eingezogen, so spricht man von kalter Vernietung.

Fig. 54.



Es lassen sich ferner unterscheiden: ein-, zwei- und mehrschnittige Nietverbindungen, je nachdem die Nieten in einem Querschnitte, Fig. 52, S. 131, in zwei, Fig. 53, S. 136, oder in mehr Querschnitten, Fig. 54, abgescheert werden würden, wenn die Trennung der Verbindung durch Abscheeren erfolgte.

Je nachdem die Nieten einer Nietnaht in einer Reihe: Fig. 52, S. 131 und Fig. 53, S. 136, in zwei Reihen: Fig. 55 und 56, S. 134, Fig. 57 bis 59, S. 138 bis 140, oder in mehr Reihen: Fig. 60, S. 135 und Fig. 61, S. 141 angeordnet

sind, wird von ein-, zwei- und mehrreihigen Nietverbindungen gesprochen. Nietungen, wie Fig. 55, S. 134, bei denen die Nieten der einen Reihe gegenüber denjenigen der anderen Reihe versetzt sind, werden auch als Zickzacknietungen bezeichnet, während Verbindungen, wie Fig. 56, S. 134, mit Anordnung der Nieten hintereinander Parallel- oder Kettennietungen heissen.

Nach den Anforderungen, die an Nietverbindungen zu stellen sind, werden sie getrennt

1. in Vernietungen, welche nur Kräfte zu übertragen haben, also nur fest zu sein brauchen (Eisenkonstruktionen);
2. in Vernietungen, welchen ausser der Uebertragung bedeutender Kräfte noch die Herstellung eines dichten Abschlusses gegenüber tropfbaren oder gasförmigen Flüssigkeiten obliegt, welche also fest und dicht sein müssen (Dampfkessel u. s. w.);
3. in Vernietungen, welche verhältnissmässig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben (Wasser- und Gasbehälter, eiserne Schornsteine u. s. w.).

Das Dichthalten einer Nietnaht wird bei Plattenstärken von etwa 5^{mm} aufwärts durch Verstemmen erzielt. Diese Arbeit besteht in einem Niederpressen des zu diesem Zwecke etwas abgeschrägten Plattenrandes (vergl. Fig. 52, S. 131) mittels des Stemmeisens, welches in neuerer Zeit behufs Schonung der unteren Platte eine abgerundete Stirnfläche erhält. Zur vollständigen Abdichtung gehört noch das Verstemmen des Kopfes am Umfange.

Bei der Anordnung einer zu verstemmenden Nietnaht ist auf die Möglichkeit, dass diese Verstemmung vorgenommen werden kann, ebenso zu achten, wie darauf, dass bei jeder einzuziehenden Niete für das Vorhalten genügend Raum vorhanden ist.

Etwaige elastische Formänderungen, welche die Verbindung erleidet, dürfen sich nicht auf die Stemmfuge erstrecken, sofern das Dichthalten unbeeinträchtigt bleiben soll.

Platten unter 5^{mm} lassen sich erfahrungsmässig nicht mehr gut verstemmen. In solchen Fällen hat die Abdichtung unter Zuhülfenahme von Dichtungsmaterial zu erfolgen. Gewöhnlich wird ein mit Mennige getränkter Leinwand- oder Papierstreifen von der Breite der Ueberlappung zwischen die abzudichtenden Flächen gelegt. Zuweilen verwendet man auch mit Mennige behandelten Bindfaden u. dergl.

Das Material, welches bei Herstellung einer Nietverbindung vorwiegend in Betracht kommt, ist Schweiss- und Flusseisen, oder genügend zäher Flussstahl in Form von Blechen und Stäben.

Die Abmessungen der von den Hüttenwerken zu den Grundpreisen, welche sich jedoch nur auf Platten bis zum Gewichte von 500^{kg} erstrecken, beziehbaren Kesselbleche pflegen zu sein:

bei rechteckigen Platten:

5^{mm} bis $6{,}9^{mm}$ stark bis zu 1500^{mm} Breite und $4{,}5^{qm}$ Fläche,
7 „ und darüber „ „ „ 1700 „ „ „ 6 „ „ ;

bei runden Scheiben:

5^{mm} bis $6{,}9^{mm}$ stark bis zu 1600^{mm} Durchmesser,
7 „ „ 9,9 „ „ „ „ 1800 „ „ ,
10 „ und darüber „ „ „ 1900 „ „ .

Bei Ueberschreitung des Gewichtes von 500^{kg}, sowie der angegebenen Abmessungen treten Ueberpreise ein. Hinsichtlich dieser Verhältnisse, wie auch in Bezug auf die noch im Folgenden berührten Punkte ist es räthlich, sich mit dem Hüttenwerke in Verbindung zu setzen, von welchem gegebenenfalls das Blech bezogen werden soll.

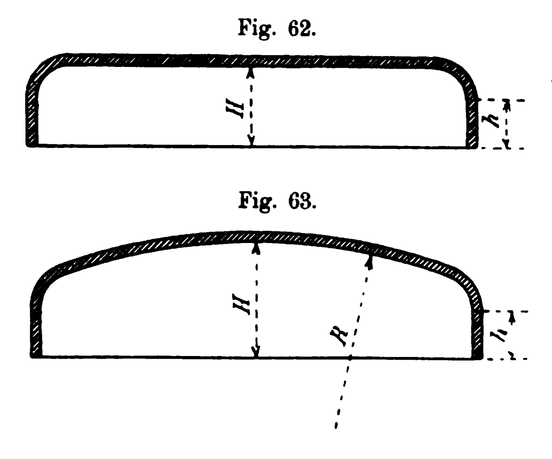
Rechteckige Bleche können je nach Länge und Gewicht bis zu Breiten von 2400^{mm} und noch darüber, kreisförmige Scheiben bis zu 2800^{mm} und grösser bezogen werden. Stärke der Bleche bis zu 40^{mm}. Bereits 1880 war in Düsseldorf von der Union in Dortmund unter Anderem ein Blech von 11000^{mm} Länge, 2420^{mm} Breite und 10^{mm} Stärke im Gewicht von 2080^{kg} ausgestellt. Fr. Krupp in Essen hatte 1893 in Chicago unter Anderem ausgestellt: ein Kesselblech aus schweissbarem Siemens-Martin-Flusseisen von 20^{m} Länge, 3,3^{m} Breite und 32^{mm} Stärke im Gewicht von 16200^{kg}, ferner eine kreisförmige Scheibe (Kesselboden) aus Siemens-Martin-Flusseisen von 3900^{mm} Durchmesser und 38^{mm} Dicke im Gewicht von 3440^{kg}.

Hinsichtlich der Güte der Bleche ist S. 39 u. f. das Nöthige bemerkt.

Je nach den Anforderungen, welche an das Blech herantreten, wird das eine oder andere Material zu wählen sein. Für Wasserbehälter und dergleichen Gefässe, für welche die Rücksicht auf Abrosten bei der Wahl der Blechstärke stark massgebend ist, können gewöhnliche Bleche benützt, für Dampfkessel müssen gute und für diejenigen Theile derselben, welche unmittelbarem Feuer ausgesetzt oder welche umzubiegen oder zu schweissen sind, die vorzüglichsten Bleche verwendet werden, namentlich auch mit Rücksicht auf die eintretende Verminderung der Zähigkeit bei höherer Temperatur (vergl. S. 58 u. f.).

Fig. 62.

Fig. 63.



Eine besondere Form, in welcher stärkeres Blech in den Handel kommt, sind die umgezogenen Böden, Fig. 62 flach, Fig. 63 gewölbt. Die gangbaren Abmessungen solcher Böden sind bei verschiedenen Hüttenwerken mehr oder weniger verschieden. Nachstehende Zusammenstellung ist der Preisliste des Blechwalzwerkes Schulz-Knaudt Aktiengesellschaft in Essen a. R. entnommen.

Aeusserer Durch-messer	Höhe des cylindrischen Theiles der Krempe bei 10 mm Stärke und darüber h	Ganze innere Höhe bei 10 mm Stärke und darüber		Halb-messer der Wölbung R	Ungefähre Gewichte bei den Blechstärken							
		flach H	gewölbt H		6,5[1]	8[1]	10	11,5	13	16	20	25 mm
mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg
450	65	95	105	550	10	13	16	18	21	—	—	—
450	65	100	135	600	13	16	22	25	30	—	—	—
470	65	100	115	940	14	17	23	27	30	—	—	—
500	65	100	165	650	16	20	26	30	35	43	—	—
550	65	110	150	700	18	23	30	35	40	49	—	—
600	65	110	160	750	21	27	36	41	47	57	—	—
630	65	110	145	1100	23	29	38	44	50	62	—	—
650	65	110	175	800	25	31	40	46	53	65	—	—
700	65	110	175	850	27	34	46	53	60	74	—	—
750	65	110	175	900	31	39	51	59	67	82	—	—
785	65	115	175	1250	34	42	56	64	73	89	—	—
800	68	115	195	950	35	43	58	66	75	93	—	—
850	68	115	185	1000	40	50	65	73	83	102	—	—
900	68	115	205	1100	45	55	72	82	93	114	—	—
950	68	115	200	1200	49	61	78	90	101	125	—	—
1000	70	115	200	1300	51	64	81	94	109	130	—	—
1100	70	120	215	1400	61	77	98	115	130	160	—	—
1150	70	120	215	1450	70	85	107	122	138	170	213	—
1200	70	120	225	1500	75	93	116	134	152	187	233	—
1250	70	120	225	2000	80	100	125	145	165	205	250	—
1300	75	120	230	1600	85	105	135	155	180	220	220	—
1400	75	125	235	1700	98	120	155	178	202	248	310	—
1500	80	125	250	1800	110	138	175	201	228	286	356	—
1570	80	125	240	2000	118	148	190	220	250	310	385	—
1600	80	125	245	2000	130	170	200	230	260	320	400	—
1700	80	125	285	2200	—	—	222	225	290	365	445	—
1800	80	125	275	2400	—	—	—	—	323	400	495	—
1900	85	130	280	2600	—	—	—	—	355	435	545	—
2000	90	130	270	2800	—	—	—	—	390	480	600	750
2100	90	130	280	3300	—	—	—	—	—	530	660	830
2200	90	130	300	3300	—	—	—	—	—	580	725	910
2300	90	130	315	3300	—	—	—	—	—	635	795	1000
2400	90	130	330	3300	—	—	—	—	—	695	870	1090
2500	90	130	350	3300	—	—	—	—	—	760	950	1190

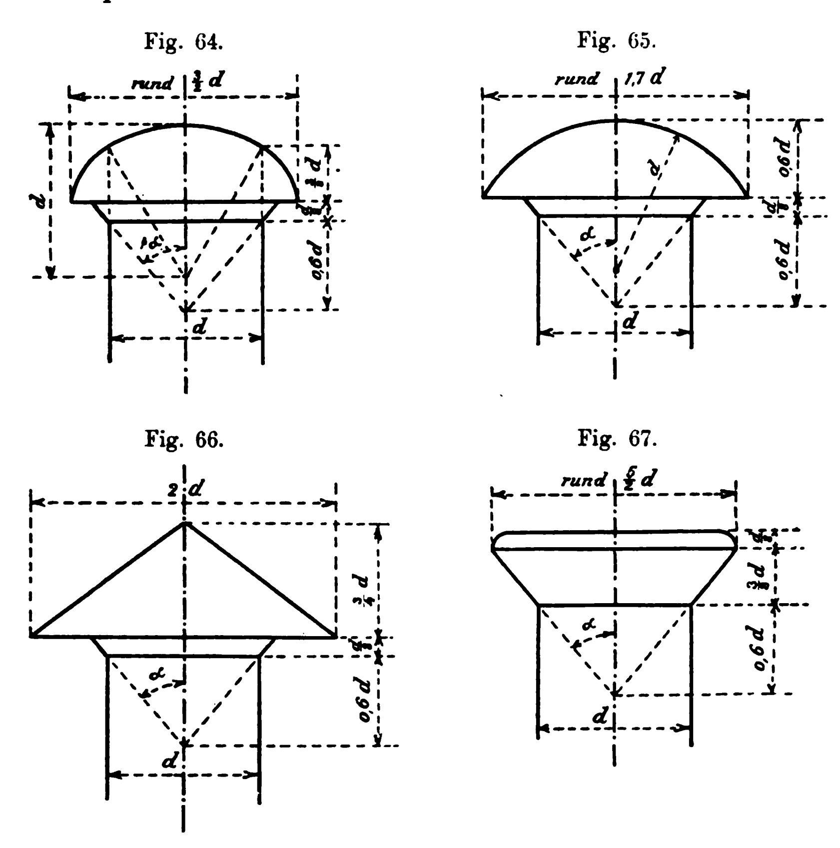
[1]) Bei 6,5 und 8 mm Stärke ist die Krempe 25 mm niedriger und damit auch di Tiefe H um diesen Betrag geringer.

Abweichungen der Durchmesser bis zu 0,2 % vorbehalten.

Das **Stabeisen** wird je nach der Querschnittsform des Stabes bezeichnet al Flach-, Quadrat-, Rund-, Winkel-, ⊥-, I-, [-Eisen u. s. w. Die Anzahl der Quer-schnittsformen ist eine ausserordentlich bedeutende, sodass hier nur auf die von de einzelnen Hüttenwerken ausgegebenen Profilbücher verwiesen werden kann, welch auch die sogenannten Normalprofile zu enthalten pflegen.

Zu Nieten darf nur durchaus gleichartiges und möglichst zähes Material verwendet werden (vergl. S. 40 u. f.).

Die Form der Nietköpfe ergiebt sich aus den Fig. 64 bis 67, Fig. 64 und 65 zeigen durch den Schellhammer vollendete Köpfe, von denen der erstere für feste, der zweite für feste und dichte Verbindungen als geeignet bezeichnet zu werden pflegt. Fig. 66 und 67 stellen durch Hämmern, ohne Benutzung des Schellhammers erzeugte Nietköpfe dar und zwar den ersteren als erhabenen, den letzteren als versenkten Kopf. Den vier Köpfen liegt der gleiche Versenkungswinkel α zu Grunde, dessen Kotangente = 1,2 ist.



Bei Anordnung versenkter Köpfe wird in der Regel der mit dem Versenken eintretenden besonderen Verschwächung des Blechquerschnittes, erforderlichenfalls durch entsprechende Vergrösserung der Nietentfernung, Rechnung zu tragen sein.

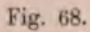
Zur Bildung des erhabenen Kopfes ist eine Schaftlänge von $\frac{4}{3}\,d$ bis $\frac{7}{4}\,d$ erforderlich (Fig. 51, S. 113).

Die Herstellung der Löcher für die Vernietung geschieht entweder durch Lochen (Stanzen) oder durch Bohren. Unter allen Umständen ist hierbei zu verlangen, dass die Löcher der zu vernietenden Platten genügend gut aufeinander passen [1]).

[1]) Dass hiergegen zuweilen in unverantwortlicher Weise gesündigt worden ist und unter Umständen auch heute noch gefehlt wird, zeigt Fig. 68 S. 118, welche die Nieten einer gelösten

Die erstere Erzeugungsweise, welche die billigere ist, setzt gutes Material von genügender Zähigkeit voraus [1]). Sie vermindert naturgemäss die Letztere und ist deshalb, sofern ein Ausglühen des gelochten Bleches, der gestanzten Platte nicht stattfindet [2]), nur da zulässig, wo diese Verminderung ohne Nachtheil ertragen werden kann. Ueberdies fallen die gestanzten Löcher nicht cylindrisch, sondern etwas kegelförmig aus, und zwar weiter auf derjenigen Seite des Bleches, welche sich beim Lochen unten befindet.

Das Bohren der Löcher ermöglicht genauere Arbeit, d. h. vollkommeneres Aufeinanderpassen der Löcher der zu vernietenden Bleche oder Platten, als das Stanzen — mit voller Sicherheit allerdings nur dann, wenn die Letzteren aufeinander liegend gebohrt werden —, und wird jedenfalls da zu fordern sein, wo auf diesen Punkt, sowie im Falle des Nichtausglühens darauf grosser Werth zu legen ist, dass die Zähigkeit des Materials in keiner Weise beeinträchtigt wird. Wenn übrigens die Löcher etwas kleiner gestanzt und sodann mit der Reibahle aufgerieben werden, so lassen sich geringe Unterschiede befriedigend ausgleichen [3]).


Fig. 68.



Verbindung darstellt. Die beiden rechts stehenden Nieten konnten nur durch Ausbohren entfernt werden.

[1]) Wie sich schlechtes Material beim Lochen verhält, lässt Fig. 69 erkennen.

Fig. 69.



[2]) Dampfkesselbleche pflegen nach Herstellung der Löcher zum Zwecke des Biegens glühend gemacht zu werden; wird hierbei darauf gesehen, dass auch der gelochte Theil glühend geworden ist, so steht eine bleibende Beeinträchtigung der Zähigkeit infolge des Stanzens nicht zu befürchten.

[3]) Bei Versuchen, welche behufs Prüfung des Werthes der beiden Herstellungsweisen der Löcher ausgeführt worden sind, ist bis in die neueste Zeit die Zugfestigkeit von ungelochten Blechstreifen *a*, Fig. 70, vielfach in Vergleich gestellt worden mit derjenigen von gebohrten und gelochten Streifen *b*, *c* und *d*. Hierbei ergab sich dann für die gebohrten und gestanzten Streifen, für die Letzteren jedenfalls dann, wenn sie ausgeglüht oder die Löcher ausgerieben und Verletzungen des Materials nicht vorhanden waren, dass die Zugfestigkeit für *b*, *c* und *d*

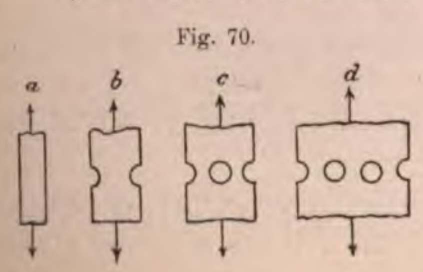


Fig. 70.

Ueber den Einfluss der Lochungsart auf die Widerstandsfähigkeit der Nietverbindung gegen Gleiten vergl. Fussbemerkung S. 126.

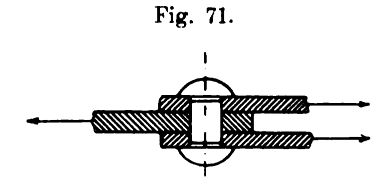
2. Berechnung der Vernietungen.

Allgemeines.

Die im heissen Zustande eingezogene Niete hat mit eintretender Erkaltung das Bestreben, sich zusammenzuziehen; infolgedessen presst sie die Platten scharf zusammen und ruft dadurch Längsspannungen im Nietschaft wach. Mit der Zusammenziehung in Richtung der Nietachse ist gleichzeitig auch eine solche senkrecht dazu verknüpft: einmal aus Anlass der Erkaltung des Nietschaftes an sich und zweitens infolge der allgemein mit Längsspannungen (Längsdehnungen) verbundenen Querzusammenziehung (S. 1). Hieraus folgt, dass der Nietschaft selbst dann, wenn er im ursprünglichen (heissen) Zustande an die Lochwand sich angelegt hatte, diese nach seinem Erkalten nicht mehr berühren kann. So lange demnach kein Gleiten der durch die Nieten verbundenen Platten gegeneinander stattgefunden hat, wird der Nietschaft die Wandung des Loches nicht berühren, also auch nicht durch Kräfte beansprucht sein können, welche von der Lochwand senkrecht zu seiner Achse geäussert werden müssten.

Einem etwaigen Gleiten der zusammengepressten Platten widersteht die Reibung. Die Grösse R dieses Widerstandes gegen Gleiten kann beispielsweise für die Verbindung Fig. 71, bei welcher die Reibung in zwei Paar Flächen in Betracht kommt, durch

Fig. 71.



$$R = 2\,Q\,\mu$$

gemessen werden, sofern bezeichnet

Q die Kraft, mit welcher die Niete die beiden äusseren Platten gegen die innere presst,

μ einen Koeffizienten, welcher vorzugsweise bedingt wird durch die Beschaffenheit, den Zustand der Flächen, um deren Aufeinandergleiten es sich handelt.

Q hängt ab von der Temperatur, welche die Niete in dem Augenblick der Fertigstellung des Schliesskopfes besass, ferner von der Temperatur, welche die Platten in der Nähe des Loches zu derselben Zeit zeigten, ausserdem von dem Material und der Länge der Niete, von der Art und der Sorgfalt, mit welcher dieselbe eingezogen

---

mehr betrug als für a. Obgleich dieses Ergebniss für genügend zähes Material als eine Folge der Hinderung der Querzusammenziehung ganz natürlich ist und erwartet werden muss (vom Verfasser bereits in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1880, S. 285 u. f. erörtert, vergl. auch § 7, § 9 der „Elasticität und Festigkeit“), so hat man doch in verschiedenen Richtungen nach Erklärungen gesucht. Die Ergebnisse der mit Stäben a angestellten Zugversuche, wobei die mit der Längsdehnung verknüpfte Querzusammenziehung (vergl. S. 1) sich ungehindert ausbilden kann, können überhaupt nicht ohne Weiteres in Vergleich gestellt werden mit den Ergebnissen, welche die Zugprobe mit den Stäben b, c und d liefert, da hier die Querzusammenziehung in der Nähe des Bruchquerschnittes eine mehr oder weniger stark erschwerte ist, ganz abgesehen von Anderem.

wurde, von dem Betrage der Zusammendrückung der beiden Platten u. s. w. Diese Einflüsse lassen sich ohne klarstellende Versuche weder einzeln noch zusammen mit einiger Genauigkeit in Rechnung stellen. Ebensowenig ist das mit dem Koeffizienten μ der Fall, der bei der üblichen Oberflächenbeschaffenheit der Bleche u. s. w. und der Grösse der Pressung, mit welcher bei guter Nietung die Platten sich aufeinander legen, nicht als einfacher Reibungskoeffizient angesehen werden kann. Unter diesen Umständen entzieht sich der Gleitungswiderstand R der Feststellung auf dem Wege der Rechnung. Dagegen ergeben die über R vorliegenden Versuche, dass bei in guten Werkstätten sachgemäss ausgeführten Nietungen für jedes Paar Berührungsflächen 1000 bis 1500 kg Gleitungswiderstand auf das Quadratcentimeter Nietquerschnitt gerechnet werden darf. Dazu gehört allerdings insonderheit, dass die Nietung stärkerer Bleche durch Maschinen mit ausreichendem Drucke erfolgt und zwar bei einer Temperatur des Nietschaftes, welche nicht zu weit von derjenigen entfernt ist, für welche der Gleitungswiderstand seinen Grösstwerth erlangt.

Wird die Kraft, welche die Nietverbindung beansprucht, fortgesetzt gesteigert, so überschreitet sie diesen Widerstand, die Platten gleiten, der Nietschaft gelangt zur Anlage und schliesslich erfolgt nach vorhergegangener, meist ziemlich weitreichender Formänderung (Streckung der Löcher in Richtung der Zugkraft, Rissigwerden derselben, Abscheeren der Nieten oder Reissen der Platten) die Zerstörung der Verbindung durch Bruch.

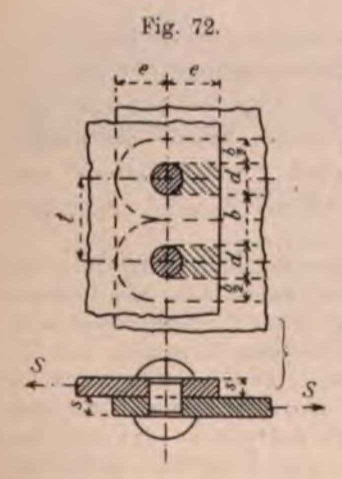
Bei der Berechnung der Nietverbindungen ist man so gut wie allgemein bisher in der Weise vorgegangen, dass der Widerstand gegen Gleiten ausser Acht gelassen und lediglich der Widerstand des Nietquerschnittes gegenüber Schubbeanspruchung in Rechnung genommen wird; die Biegungsanstrengung des Nietschaftes bleibt unberücksichtigt. Die vernieteten Platten werden als lediglich durch Zug oder Druck beansprucht angesehen [1]).

---

[1]) Der Gang dieser Rechnung ergiebt sich aus dem Folgenden.

Die einschnittige, einreihige Vernietung, Fig. 72.

Fig. 72.



Man denkt sich (nach dem Vorgange von Schwedler) zu jeder Niete ein dieselbe seilartig umschliessendes Band von der Breite 0,5 b und der Stärke s, und nimmt an, dass der Nietschaft, die durchschnittliche Schubanstrengung k_s erfahrend, die Kraft $\frac{\pi}{4} d^2 k_s$ durch die Lochleibung hindurch auf die beiden Enden des ihn umschlingenden Bandes übertrage, und dabei in diesem die Zuganstrengung k_z wachrufe derart, dass

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2 \frac{b}{2} s k_z.$$

Hiermit ergiebt sich die Summe der Breiten beider Bandenden zu

$$b = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 k_s}{s k_z}, \quad \ldots \ldots \ldots 180$$

woraus, je nachdem entsprechend

der Ansicht der Einen . . . . . . $k_s = k_z$,

" " " Anderen . . . . . $k_s = 0{,}8\, k_z$

gesetzt wird, folgt

Eingehende Beschäftigung mit der Sache führt zu der Erkenntniss, dass die Grundanschauung, auf welcher dieses Vorgehen beruht, und damit auch das Letztere selbst unrichtig ist, dass vielmehr der Widerstand gegen Gleiten bei den

---

$$b = \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s} = \frac{\text{Nietquerschnitt}}{\text{Plattenstärke}}, \quad \ldots \ldots \quad 181$$

bezw.

$$b = \frac{\pi}{5} \frac{d^2}{s} = 0{,}8 \frac{\text{Nietquerschnitt}}{\text{Plattenstärke}} \quad \ldots \ldots \quad 182$$

Diese Gleichungen sprechen in der Form

$$\frac{\pi}{4} d^2 = b s, \quad \text{bezw.} \quad \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{5}{4} b s$$

aus: die Summe der beim Abscheeren entstehenden Schubflächen der Nieten muss gleich dem nutzbaren Querschnitt des gezogenen Stabes oder Bleches (d. i. bei Fig. 72: $(t - d)\, s = b s$ für jede Niete), bezw. gleich dem 1,25fachen dieses Querschnitts sein.

Findet Abrosten des Bleches, der Stäbe statt, und will man dasselbe dadurch berücksichtigen, dass statt der vollen Stärke 0,8 s in die Rechnung eingeführt wird, so folgt

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2 \frac{b}{2} \cdot 0{,}8\, s\, k_z;$$

womit für $k_s = k_z$

$$b = \frac{5}{4} \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s} \quad \ldots \ldots \quad 183$$

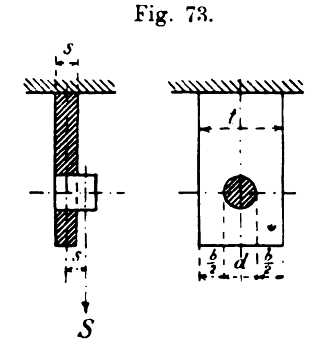
sich ergiebt.

Ist hiermit (nach Gl. 181, 182 oder 183) die Breite b bestimmt, so folgt die Niettheilung aus

$$t = b + d \quad \ldots \ldots \quad 184$$

Diese Rechnung, welche, indem sie den Widerstand gegen Gleiten vernachlässigt, hinsichtlich der Inanspruchnahme des Materials der vernieteten Platten als besonders sicher erscheint, ist es jedoch für die Ueberlappungsnietungen (Fig. 72 u. s. w.) durchaus nicht. Sie lässt nämlich die Biegungsanstrengung, welche die vernieteten Platten dadurch erfahren, dass die beiden Kräfte SS, Fig. 72, um s voneinander abstehen, also ein biegendes Moment Ss liefern, ausser Acht. Die Sache ist, wenn der Einfluss des Pressens der Nietköpfe gegen die Platten folgerichtig weiter vernachlässigt wird, genau, wie durch Fig. 73 dargestellt. Mit Rücksicht auf diese Biegungsbeanspruchung würde die Gesammtanstrengung des Stabes im Querschnitt von der Breite $t - d = b$ sich zusammensetzen aus der Zugspannung

Fig. 73.



$$\sigma_z = \frac{S}{b s}$$

und der grössten Biegungsspannung

$$\sigma_b = \frac{S s}{\frac{1}{6} b s^2} = 6 \frac{S}{b s},$$

also betragen

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{S}{b s} + 6 \frac{S}{b s} = 7 \frac{S}{b s}, \quad \ldots \ldots \quad 185$$

d. h. 7mal so gross sein, als nach dem Gange der Rechnung zu erwarten ist.

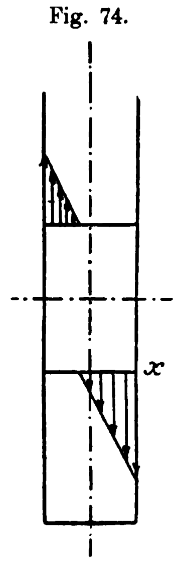
Ueber diesen von σ_b herrührenden Zusatz in der Höhe von 600%, zu dem die Rechnung folgerichtig führt, pflegt stillschweigend hinweggegangen und nur σ_z als vorhanden angesehen zu werden.

Dabei müsste in dem äussersten Theile der Lochwandung bei x, Fig. 74, eine Pressung auf-

Nietverbindungen entsprechend den thatsächlichen Verhältnissen in die **erste Linie gestellt werden muss.**

Bei der grundsätzlichen Wichtigkeit, welche dieser Frage innewohnt, seien die hauptsächlichsten der hierher gehörigen Erwägungen kurz angeführt.

Fig. 74.



treten, die, nach den Sätzen der Biegungslehre veranschlagt — eine genaue Rechnung wäre an dieser Stelle zu weit führend — betragen würde

$$\frac{S}{ds} + \frac{Ss}{\frac{1}{6} ds^2} = 7 \frac{S}{ds} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 186$$

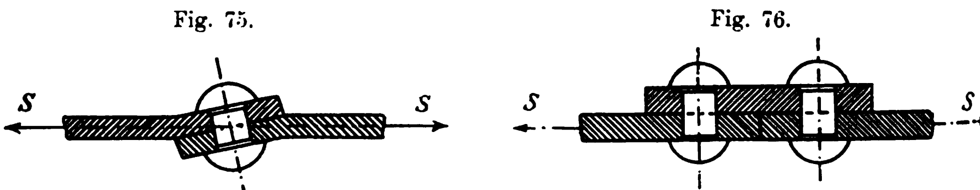
Auch über diesen Zusatz von $6S : ds$ pflegt man hinwegzugehen.

Wird der Nietverbindung Fig. 72 die Form Fig. 75 gegeben, wobei die beiden Kräfte SS in eine Gerade fallen, so vermindert sich hierdurch allerdings die Biegungsanstrengung des Bleches, immerhin aber bleibt sie noch ganz bedeutend, gleichzeitig aber tritt eine Inanspruchnahme der Nieten durch Achsialkräfte auf, welche die übliche Rechnung nicht kennt.

Nur dadurch, dass der in der gemeinschaftlichen Berührungsfläche wirkende Gleitungswiderstand die übertragende Kraft bildet, bleibt bei den Nietverbindungen mit Ueberlappung (Fig. 72, 75) oder mit einseitiger Ueberlaschung (Fig. 76) die Biegungsbeanspruchung und damit die Gesammtanstrengung innerhalb dessen, was nach allen unseren Erfahrungen als höchstens zulässig betrachtet werden kann. (Vergl. Fussbemerkung Ziff. 2, S. 132.)

Für die Entfernung e des Lochmittels vom Blechrand, Fig. 72, wodurch

Fig. 75. Fig. 76.



die Stärke des Bandes der Schlinge hinter der Niete bestimmt erscheint, wird davon ausgegangen, dass die Sicherheit gegen das Abscheeren der Niete gleich sein soll der Sicherheit gegen das Herausscheeren des in Fig. 72 durch Strichlage hervorgehobenen Stückes. Als Scheerfläche pflegt man aber nicht $2es$, sondern $2\left(e - \frac{d}{2}\right)s$ zu rechnen, und setzt

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2\left(e - \frac{d}{2}\right) s k_s',$$

woraus mit

$$k_s' \text{ (Blech)} = 0{,}8\, k_s \text{ (Nietmaterial)}$$

$$e = d\left(0{,}5 + \frac{\pi}{6{,}4} \frac{d}{s}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 187$$

Thatsächlich findet aber selbst dann, wenn die Nietverbindung einer zum Bruche führenden Belastung ausgesetzt wird, und diese an der in Frage stehenden Stelle eintritt, nicht ein Ausscheeren, wie diese übliche Rechnung es voraussetzt, sondern ein Aufreissen statt, herrührend von der Biegungsbeanspruchung des Materials. Soll eine rechnungsmässige Feststellung von e erfolgen, so hat sie sich in erster Linie auf die Inanspruchnahme durch Biegung zu stützen.

Das Verhältniss des Querschnittes des gelochten Bleches zu demjenigen des lochfreien

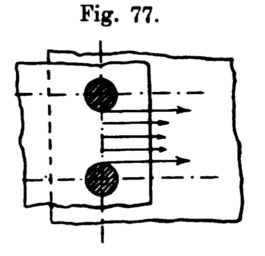
$$\varphi = \frac{bs}{(b+d)s} = \frac{b}{b+d} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 188$$

gilt als Mass der Ausnutzung der Blechfestigkeit. Bei Würdigung **dieses Masses wird ausser dem bereits** Erörterten noch Folgendes im Auge zu behalten sein.

e oben dargelegt, berührt in wirklich guten, d. h. namentlich auch von
:schiebungen in den Nietverbindungen frei gebliebenen Konstruktionen der

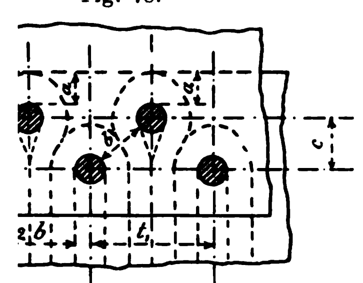
entsprechend der üblichen Rechnungsgrundlage, die Kraft durch Anlegen der Lochwandung
laft übertragen wird, so sind von den zwischen zwei Nieten senkrecht zur Niettheilung
ern des Blechstreifens (vergl. Fig. 52, S. 131, Fig. 72, S. 120)
ı stärksten beansprucht, welche der Lochwandung am näch-
und diejenigen am wenigsten stark, welche in der Mitte
i Nieten sich befinden, etwa wie in Fig. 77 dargestellt; von
lässigen Vertheilung der Kraft über den Querschnitt von
– d und von der Grösse $(t - d)\,s$ ist demnach keine Rede.
Material ist, um so mehr wird bei eintretender bleiben-
lerung diese Verschiedenheit sich ausgleichen; je weniger
s Material, um so bedeutender wird sich dieselbe erweisen,
;er müssen Festigkeitsversuche die durchschnittliche
: den Querschnitt $(t - d)\,s$ ergeben; diese zeigt dann eine Abnahme trotz des Ein-
hinderten Querzusammenziehung (vergl. S. 118).

Fig. 77.



Die einschnittige, zweireihige Vernietung, Fig. 78.

Fig. 78.



Auf Grund der bereits oben bei Fig. 72 benutzten und aus Fig. 78 ersichtlichen Vorstellung, nach welcher zu jeder Niete ein dieselbe seilartig umschliessender Blechstreifen gehört, findet sich unter Annahme der Gl. 181

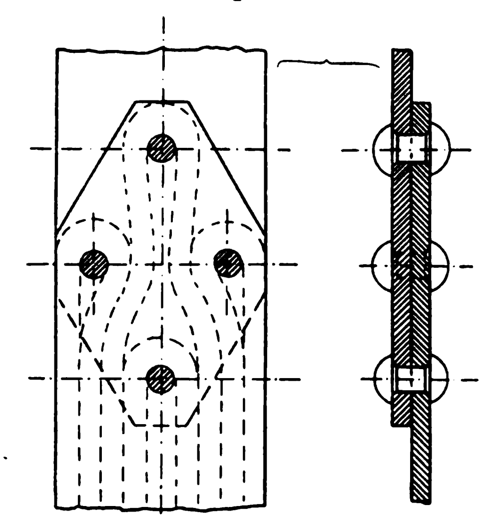
$$t = b + d = \frac{\pi}{4}\frac{d^2}{s} + d \quad . \quad . \quad 189$$

$$t_1 = 2b + d = 2\frac{\pi}{4}\frac{d^2}{s} + d \quad . \quad 190$$

$$\varphi = \frac{2b}{2b + d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 191$$

$$c = \sqrt{t^2 - \left(\frac{t_1}{2}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 192$$

Fig. 79.



ɔrechender Weise kann die dreireihige und mehrreihige Vernietung, wie Fig. 79
andelt werden.

Nietschaft die Lochwand kraftübertragend nicht; infolgedessen kann auch keine Rede davon sein, dass die Schubbeanspruchung, welche der Nietschaft erfahren würde, wenn die Kraftübertragung durch Pressung der Leibung gegen ihn stattfände, massgebend und daher zur Grundlage der Rechnung zu nehmen ist, ganz abgesehen davon, dass hierbei die Biegungsinanspruchnahme nicht ohne Weiteres unberücksichtigt bleiben dürfte.

2. Sind mehrere Nieten vorhanden, was meist der Fall, so ist selbst dann, wenn ein Gleiten stattgefunden, auf eine gleiche Berührung aller Nietschäfte mit den Lochwandungen nicht zu rechnen. Es werden bei der durchschnittlich erreichbaren Genauigkeit der Arbeit zunächst nur einige Nieten — anfangs vielleicht nur eine derselben — sich anlegen, und erst in dem Masse, in welchem die Formänderung der ganzen Verbindung vorschreitet, kommen die übrigen mehr oder minder zum Anliegen und Uebertragen[1]).

   Gleiten und noch weitergehende Formänderungen der Nietverbindungen aber pflegen nicht als zulässig betrachtet zu werden.

3. Wechselt die Richtung der von der Nietverbindung zu übertragenden Kraft, so müsste, wenn die Reibung nicht die Uebertragung bewerkstelligt, der das Loch unvollständig ausfüllende Nietschaft sich in demselben hin- und herbewegen[2]). Hierbei würde jeweils von der wirkenden Kraft ein gewisser Weg, entsprechend dem Spielraum, durchlaufen, dadurch lebendigen Kräften und hiermit Stössen zur Entstehung verholfen, die zu einem Verschlagen der Nietlöcher sowie der Nietschäfte und schliesslich zur Zerstörung der Verbindung führen müssten.

   In ganz ähnlicher Weise, unter Umständen noch weit kräftiger, wie ruhiger Wechsel der Kraftrichtung, müssen Erschütterungen und Stösse wirken, wenn der Widerstand gegen Gleiten fehlt und der Nietschaft das Loch nicht vollständig und mit Pressung gegen die Wandung ausfüllt.

4. Würde bei der Nietung eines Dampfkessels oder allgemein eines Gefässes, welches mit gepresster Flüssigkeit erfüllt oder von solcher umgeben ist, nicht der Widerstand der Nietverbindung gegen Gleiten die Kraft übertragen, so müsste eine Verschiebung eintreten; dieses aber würde ein Lecken, ein Undichtwerden der Verbindung zur Folge haben. Tritt im Betriebe an einer Stelle Lecken ein, so wird Verstemmen nöthig, d. h. Antreiben der einen Platte gegen die andere; damit aber ist unter Anderem eine Erhöhung der Längsspannung im Nietschaft und Verstärkung des Gleitungswiderstandes verbunden.

---

[1]) Es ist eine Elementarregel des Maschinenbaues, dass auf gleichzeitige Uebertragung einer Kraft durch verschiedene Flächen nur dann mit genügender Sicherheit gerechnet werden kann, wenn das Anliegen sämmtlicher zum Uebertragen berufener Flächen durch Verspannung von vornherein ausreichend gesichert wurde.

Die Herstellung einer Nietverbindung mit warm eingezogenen Nieten derart, dass die Letzteren bei eingetretenem Gleiten durch Anlegen an die Lochwandung sämmtlich in gleichem Masse (wenn auch nur mit Annäherung) an der Kraftübertragung theilnehmen, ist für eine grössere Anzahl von Nieten, wie sie z. B. bei Dampfkesseln, Brückenträgern u. s. w. auftreten, ein Ding der Unmöglichkeit.

[2]) Vergl. S. 143 unter β.

Aus dem Vorstehenden erhellt, dass der Widerstand, welcher einer durch warm eingezogene Nieten hergestellten Verbindung gegen Gleiten innewohnt, die eigentliche Lebensbedingung für dieselbe ist, und dass demgemäss Versuche mit solchen Verbindungen in erster Linie das Ziel in's Auge zu fassen haben, die Einflüsse klarzustellen, durch welche dieser Widerstand vergrössert und durch welche er verkleinert wird.

Die Ermittelung der Bruchbelastung von Nietverbindungen nach vorheriger, meist ziemlich weit gegangener Formänderung ist — trotz ihrer fast ausschliesslichen Ueblichkeit — von vergleichsweiser geringer Bedeutung.

Gegen die Berücksichtigung des Gleitungswiderstandes bei Berechnung der Vernietungen wird Verschiedenes geltend gemacht, mit mehr oder minder grossem Rechte.

a) Indem man den oben erwähnten Koeffizienten μ als reinen Reibungskoeffizienten auffasste und ihn mit $\mu = 0{,}4$ [1]) als hoch in die Rechnung eingeführt zu haben glaubte [2]), fand sich schon bei einer Grösse der Reibung von 600^{kg} auf das Quadratcentimeter Nietquerschnitt eine Zugspannung von $\frac{600}{0{,}4} = 1500^{kg}$ im Nietschaft; bei 1200^{kg} Reibung stieg diese auf 3000^{kg}. Dass damit die Grenze des Zulässigen als weit überschritten betrachtet wurde, war vollständig gerechtfertigt; insbesondere auch die Auffassung, dass eine so hohe Längsspannung auf die Dauer nicht bestehen bleibe, da die hiermit verknüpfte bedeutende Dehnung des Nietschaftes mit der Zeit zu einem ziemlichen Theile bleibend werden müsse.

In Wirklichkeit liegt jedoch die Sache wesentlich anders.

Für die Nieten wird möglichst vorzügliches, zähes Material verwendet (s. S. 40 u. f.). Wenn nun bei diesem mit dem Erkalten der Niete durch Ueberschreiten der Streckgrenze ein Höherlegen der Proportionalitäts-, Elasticitäts- und Streckgrenze stattfindet, womit nach S. 50 eine Erhöhung der Zugfestigkeit und eine Verminderung der Zähigkeit verknüpft ist, so erscheint das durchaus zulässig, wie auch die tägliche Erfahrung lehrt. Wir haben alsdann ein Material, welches unbedenklich über das sonst übliche Mass hinaus durch ruhende Belastung (denn als solche erscheint die mit dem Erkalten des Nietschaftes eingetretene Längsspannung) angestrengt werden darf.

Die an und für sich rauheren und mehr oder minder unebenen Berührungsflächen der verbundenen Platten werden in der Nähe des Nietloches mit einer Kraft, die Hunderte von Kilogramm auf das Quadratcentimeter beträgt, zusammengepresst; die kleineren Hervorragungen der einen Fläche drücken sich in Vertiefungen der anderen oder wenigstens in die Oberfläche derselben ein. Bei einem etwaigen Gleiten ist dann nicht einfache Reibung zu überwinden; es ist vielmehr ein weit grösserer Widerstand, der sich hier der Verschiebung entgegensetzt. Der Koeffizient μ wird einen weit bedeutenderen Werth als 0,4 haben, selbst 1 überschreiten können. Daher erklärt es sich auch, dass gelochte Bleche, aufeinander genietet, infolge des Grates, welchen wenigstens die eine Lochleibung aufweist, eine grössere Kraft erfordern, wenn eine Verschiebung herbeigeführt werden soll, als gebohrte Bleche [3]).

---

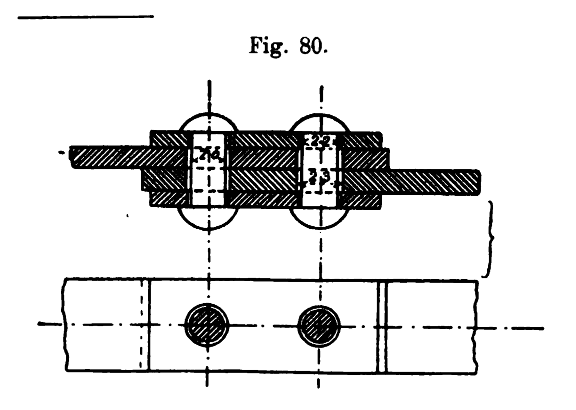
[1]) Grashof, „Theorie der Elasticität und Festigkeit", 1878, S. 201.

[2]) Häseler, „Der Brückenbau", S. 53, setzt $\mu = 0{,}2$ und findet damit zur Erzeugung eines Gleitungswiderstandes von 715^{kg} eine Nietspannung von $3575^{kg/qcm}$.

[3]) In dieser Hinsicht sind die von Considère, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées,

b) Ein zweiter Einwand spricht aus, dass auf die Reibung im Augenblick Zerstörung der Nietverbindung nicht mehr zu rechnen sei.

Fig. 80.



veranlassten und von **Bertin** im A von **Brest** ausgeführten Versuche s ordentlich lehrreich. (**Considère** Anwendung von Eisen und Stahl bei struktionen, deutsch von **Emil H** Wien 1888, S. 266 u. f.)

Die den Versuchen unterworfene verbindung ist in Fig. 80 dargestellt. beiden 12 mm starken Bleche wurden zwei 20 mm starke Nieten verbunden. sicher zu sein, dass die Nieten die wandung nicht berühren, wurden die I entsprechend grösser als der Niet (23 mm) gewählt.

Im Ganzen gelangten 15 solcher Verbindungen zur Untersuchung. Die Ergebnisse si folgender Zusammenstellung niedergelegt.

Herstellung, Art der Nietverbindung.	Erforderliche Kraft in kg					
	zur ersten Verschiebung.			zum Bruch.		
	Beobachtet	Auf das Quadratcentimeter Nietquerschnitt		Beobachtet	Auf das Quadratcentime Nietquerschni	
		Einzelwerth	Mittelwerth		Einzelwerth	Mitt wer
Löcher auf 23 mm gebohrt . .	8800 7380 5120	1396 1171 812	1126	20380 20180 15480	3235 3203 2457	29
Löcher auf 21 mm gelocht und auf 23 mm ausgebohrt	6720 6050 7500	1066 960 1190	1072	11550 21460 19140	1833 3406 3038	27
Gelocht; der Grat des einen Bleches in Berührung mit der ebenen Fläche des anderen	8500 7700 7660	1349 1222 1215	1262	22000 17900 19640	3492 2841 3117	31
Gelocht; die Grate der beiden Bleche gegeneinander gekehrt	9140 9720 9000	1450 1542 1428	1473	17500 20720 18500	2770 3288 2936	30
Gelocht; die Grate aussen . .	8000 8040 8200	1269 1279 1301	1283	18900 19360 17500	3000 3073 2777	29

Deutlich erhellt hieraus die grössere Widerstandsfähigkeit **gelochter** Bleche gegen G

Durch weitere Versuche hat sodann **Considère** für andere Nietverbindungen ern dass der **Widerstand gegen Gleiten** bei 600 bis 700° Stauchtemperatur einen Höchs erreicht, der erheblich grösser ist, als derjenige, welcher sich ergiebt, wenn die Niete in hell

Das ist richtig. Aber hierin liegt kein Grund, den Gleitungswiderstand, welcher guter Nietung thatsächlich ausreicht, die wirkenden Kräfte zu übertragen, zu

stande (d. i. bei etwa 1000° C.) gestaucht wird, und zwar 1400 kg gegen 1000 kg bei der einen suchsreihe, 1600 kg bis 1700 kg gegen 1000 kg bei einer anderen Versuchsreihe u. s. w.

Verfasser hat seit 1891 eine bedeutende, auf mehr als 250 Nietverbindungen sich erstreckende zahl von Versuchen über den Gleitungswiderstand zur Durchführung gebracht. Es wurden hier untersucht: 1-, 2- und 3reihige Nietverbindungen, überlappte und beiderseits gelaschte; ferner Verbindung mit 6 hintereinander stehenden Nieten, hand- und maschinengenietete Verbindungen u. s. w. Ausserdem wurde der Einfluss der Länge und derjenige der Stauchtemperatur der Nieten festzustellen gesucht. Indem für jede der Verbindungen nicht weniger als 3 Nieten gewählt wurden, waren für den Gleitungswiderstand Durchschnittswerthe zu erwarten, welche auf auszuführende Konstruktionen (Brücken, Kessel u. s. w.) übertragbar erscheinen. Die Ergebnisse, von denen ein grosser Theil in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1142—1148 und S. 1305 bis 1314 unter ausführlicher Angabe der Einzelheiten veröffentlicht ist, sind in der Hauptsache die folgenden.

1. Stauchtemperatur der Nieten.

Temperaturen: kirschroth und hellroth.

a) Blechstärke 13 mm, Nietdurchmesser 19 mm, Abstand der beiden Nietköpfe 26 mm.

Die niedrigere Stauchtemperatur (kirschroth) der Nieten ergiebt einen etwas grösseren Gleitungswiderstand als die höhere (hellroth), im Durchschnitt 1140 (1258) kg/qcm gegen 1056 (1174) kg/qcm Nietquerschnitt. Dagegen wächst die Anstrengung der nietenden Arbeiter ganz bedeutend mit Abnahme der Stauchtemperatur, und die Wahrscheinlichkeit, dass die Arbeit eine ungleichartige wird, nimmt in erheblichem Masse zu.

b) Blechstärke 13 mm, Nietdurchmesser 19 mm, Abstand der beiden Nietköpfe 52 mm.

Hier bei doppelt so grosser Entfernung der Nietköpfe, also bei der doppelten Schaftlänge, ergiebt sich für die höhere (übliche) Stauchtemperatur — im Gegensatze zu dem, was Considère ermittelt hat — ein wesentlich grösserer Gleitungswiderstand, im Durchschnitt 1710 (1828) kg/qcm gegen 1245 (1365) kg/qcm Nietquerschnitt.

Hiernach beeinflusst die Höhe der Stauchtemperatur den Gleitungswiderstand bei verschiedener Schaftlänge verschieden.

2. Nietlänge.

Bei grösserer Nietlänge findet sich ein bedeutend höherer Gleitungswiderstand (vergl. z. B. die Zahlen unter Ziff. 1 b).

Zur richtigen Würdigung des Werthes der Steigerung des Gleitungswiderstandes durch Verlängerung des Nietschaftes muss auf die Darlegungen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1305 und 1306 verwiesen werden.

3. Anzahl der Nietreihen.

Der Gleitungswiderstand erreicht bei den mehrreihigen Ueberlappungsvernietungen nicht diejenige Grösse, wie bei der einreihigen Ueberlappungsvernietung.

Der Grund hierfür ist vorzugsweise in dem Umstande zu suchen, dass bei mehrreihigen Vernietungen infolge der Elasticität der Bleche (Stäbe) eine gleichmässige Uebertragung der Kraft an den durch die Nieten gegebenen (im Sinne der Kraftrichtung), hintereinander liegenden Verbindungsstellen nicht möglich ist.

4. Laschenvernietung.

Die einreihige Laschenverbindung (beiderseits Laschen), in Vergleich gestellt mit der einreihigen Ueberlappungsvernietung, ergiebt einen geringeren Gleitungswiderstand, und zwar 862 (950/1056 und 1056/1373) kg/qcm gegen 1227 (1244/1409) kg/qcm Nietquerschnitt.

Dieses Weniger findet seine Begründung zunächst darin, dass hier — wo die Zugkräfte an der Verbindungsstelle in der Achse der vernieteten Stäbe bleiben, während sie bei der Ueberlappungsnietung aus den Achsen der sich abbiegenden Stäbe heraustreten — das auf Klemmung wirkende Kräftepaar fehlt. Sodann nimmt Einfluss der Umstand, dass die beiden stumpf aneinander stossenden Stabenden nicht genau die gleiche Stärke zu besitzen pflegen; infolgedessen früheres Gleiten auf der einen Seite des Stosses zu erwarten ist, was thatsächlich auch eintritt.

vernachlässigen und noch viel weniger eine Begründung dafür, die Rechnung au Grundlage der Schubfestigkeit der Nieten, d. h. auf Vorgänge aufzubauen, welch zwar im Augenblicke der Zerstörung der Nietverbindung mit einiger Annäherun statthaben, welche aber weit entfernt sind von dem Zustande, wie er bei der wirk lichen Beanspruchung vorhanden ist.

Weit richtiger scheint es, die Verbindung so zu konstruiren und entsprechen auszuführen, dass der Gleitungswiderstand möglichst hoch ausfällt; sollte in Ausnahme fällen thatsächlich ein Gleiten eintreten, so sind Schubfestigkeit der Nieten und Zug festigkeit des Bleches immer noch vorhanden.

Bei der in der Natur der Nietverbindung liegenden Nothwendigkeit, sie von Zei zu Zeit hinsichtlich ihres Zustandes zu besichtigen, zu prüfen — gleichgiltig, ob sie au Grundlage des Gleitungswiderstandes oder der Schubfestigkeit der Nieten berechne worden ist — wird dann nöthigenfalls Ersatz der betreffenden Nieten zu erfolgen haben

c) Ein dritter Einwand macht geltend, dass unter der Einwirkung der Stöss und Erschütterungen die Reibung schwinde und dass damit die Schubfestigkeit de Nieten allein die Kräfte zu übertragen habe.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass bei Stössen und Erschütterungen die Reibung an einzelnen Stellen mehr oder minder aufgehoben werden kann und dass sie daher in solchen Fällen keine ausreichende Sicherheit für die Uebertragung bietet; jedenfalls dann nicht, wenn dieser Eigenartigkeit der Beanspruchung bei Entwurf und Herstellung der Nietverbindung nicht Rechnung getragen worden ist. Unbedingt sicher aber ist es, dass Stössen und Erschütterungen, ja selbst stetig vor sich gehendem Wechsel der Kraftrichtung gegenüber eine reibungslose Nietverbindung mit Nieten, deren Schaft die Lochwand nicht mit Pressung von vornherein berührt, als unbrauchbar bezeichnet werden muss, wie sich aus dem oben unter Ziff. 3 Bemerkten ohne Weiteres ergiebt. Will man in solchen Fällen nicht zur kalten Nietung oder zur Einziehung konischer Bolzen greifen, wie S. 144 u. f., bezw. S. 100 und 101 besprochen ist, so bleibt eben nur das Mittel übrig, dass man möglichst viele Nieten warm einzieht, und so einen Gleitungswiderstand wachruft, welcher ein bedeutendes Vielfaches gegenüber den wirkenden Kräften ist. Die Aufhebung der Reibung infolge von Erzitterungen kann sich naturgemäss jeweils nur auf Augenblicke und bei einer grösseren Anzahl von Nieten gleichzeitig nur auf einen Theil derselben erstrecken ein anderer Theil bleibt kraftübertragend thätig. Es ist alsdann abermals der Gleitungswiderstand, welcher die Widerstandsfähigkeit der Verbindung ausmacht, und nicht die Schubfestigkeit der Nieten.

---

5. Maschinennietung.

Die maschinengenieteten Verbindungen ergeben häufig einen ganz bedeuten geringeren Gleitungswiderstand als die handgenieteten Verbindungen.

Dieses der bisherigen Werthschätzung der Maschinennietung widersprechende Ergebniss i nach Ansicht des Verfassers darin begründet, dass der Nietstempel der Maschine den Schliesskoj zu früh verlässt. In der That haben Versuche des Verfassers aus der letzten Zeit gezeigt, da der Gleitungswiderstand maschinengenieteter Verbindungen, bei deren He stellung der Stempel genügend lang auf den Schliesskopf presst, grösser is als derjenige gleicher handgenieteter Verbindungen, namentlich dann, wer es sich um dickere Bleche, also auch um stärkere Nieten handelt. Erheblic und sicher ist der Unterschied zu Gunsten der Maschinennietung allerdin nur unter den zuletzt bezeichneten Verhältnissen.

Sehr alte und recht lehrreiche Beispiele dieser Art liefern die warm genieteten Balanciers grosser Balanciermaschinen. Niemandem wird es hier einfallen, die Uebertragung der ihre Richtung wechselnden Kräfte der Schubfestigkeit der Nieten zu überlassen. Man zieht eben so viele Nieten ein, als erforderlich erachtet werden, damit die Reibung ausreicht, und thut hierbei Alles, was neben genügender Vermehrung der Nietenzahl dazu beitragen kann, den Widerstand gegen ein Gleiten der Platten auf einander zu erhöhen.

a. Nietverbindungen für Blechgefässe, welche einer verhältnissmässig hohen Pressung ausgesetzt sind, wie z. B. Dampfkessel.

Diese Verbindungen müssen fest und dicht sein. Die endgiltige Abdichtung erfolgt, da die Blechstärken hier nur ganz ausnahmsweise unter 5 mm liegen[1]), durch Verstemmen.

Um Blech fest auf einander zu pressen und damit die Vorbedingung für eine dichte und feste Naht zu erfüllen, bedarf es eines gewissen, von der Blechstärke abhängigen Mindestdurchmessers der verwendeten Nieten. Je stärker diese, um so vollkommener das Anliegen. Auch die Anzahl der zu vernietenden Bleche oder Platten kann einflussnehmend auftreten. Je grösser diese Anzahl ist, um so kräftigeres Zusammenziehen wird angezeigt erscheinen. Man wird deshalb in solchen Fällen richtigerweise etwas stärkere Nieten wählen.

Eine obere Grenze für den Nietdurchmesser zieht zunächst die Herstellung der Verbindung. Die Schwierigkeiten bei der Ausführung einer Vernietung wachsen mit über gewisse Grenzen hinausgehendem Nietdurchmesser ganz bedeutend, namentlich, wenn es sich um Handarbeit, d. h. Handnietung, handelt. Aus diesem Grunde wurden früher Nieten über 26 mm Durchmesser nur in Ausnahmefällen verwendet. Seit Einführung der Maschinennietung ist man, insonderheit noch genöthigt durch die fortgesetzte Steigerung der Dampfspannung, über dieses Mass hinausgegangen. Namentlich bei Schiffskesseln finden sich Nieten von erheblich grösserer Stärke.

Gegen die Benützung zu starker Nieten kann unter Umständen die Rücksichtnahme auf das Dichthalten der Nietnaht sprechen, nämlich dann, wenn die Entfernung der Nieten von einander, indem man dieselbe mit dem Nietquerschnitt in entsprechender Weise wachsen lässt, so gross ausfallen sollte, dass die Abdichtung nicht mehr gesichert wäre[2]).

---

[1]) Für Dampfkessel pflegt man 7 mm als geringste Wandstärke zu wählen; doch giebt es Konstruktionen, bei denen man unter dieser Grösse zu bleiben veranlasst ist und auch ganz unbedenklich unter derselben bleiben kann, vorausgesetzt, dass den Anforderungen der Festigkeit und etwa zu erwartender Abnutzung Genüge geleistet wird.

[2]) Eine weitere Grenze für den Nietdurchmesser pflegt in der Literatur durch die Aufstellung der Forderung gezogen zu werden, dass die Pressung, welche zwischen dem Nietschaft und der halbcylindrischen Fläche des Nietlochs eintritt, ein gewisses Mass nicht überschreitet. Hierfür wird dann das 2- bis 2,5fache der zulässigen Zugbeanspruchung k_z gewählt, derart, dass bei Einführung des ersteren Werthes

$$\frac{\pi}{4} d^2 \,.\, 0{,}8\, k_z \leqq d\, s \,.\, 2\, k_z,$$

woraus folgt

$$d \leqq 3{,}2\, s.$$

Die Erfahrung hat bei den gewöhnlichen Ueberlappungsnietungen in Bezug auf die Grösse d des Nietdurchmessers zu Werthen geführt, welche sich zusammenfassen lassen in

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 193[1])$$

worin s die Blechstärke in cm bedeutet.

Werden die Nieten bezogen, so hat man sich nach den gangbaren Massen zu richten und die aus Gl. 193 erhaltenen Werthe entsprechend abzurunden.

Die Kesselschmieden pflegen aus naheliegenden Gründen nicht für jede Blechstärke eine besondere Nietstärke zu verwenden, sondern fassen mehrere Blechstärken zusammen, etwa in der Art, dass Bleche von 8 bis 10 mm Stärke mit 18 mm starken Nieten, solche von 11 und 12 mm Stärke mit 20 mm-Nieten u. s. f. genietet werden.

Gl. 193 ergiebt

für $s =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8 cm,
$d =$	1,2	1,35	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6 „
für $s =$	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2 „
$d =$	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,3	3,4	3,5	3,5	3,6 „

α. Die einschnittige, einreihige Vernietung, Fig. 52.

Für die Niettheilung t setzt die Rücksicht auf das Verstemmen eine obe[re] Grenze, indem es bei grosser Entfernung der Nieten infolge der natürlichen Elastici[tät] des Bleches nicht möglich ist, den in der Mitte zwischen zwei Nieten gelegenen Th[eil]

Diese Rechnung hat jedoch mit Rücksicht darauf, dass in gut erhaltenem Zustande der Verbindung die Lochwandung von dem Nietschaft kraftübertragend nicht berührt wird u. s. f., nach Massgabe des oben Erörterten einen unzutreffenden Ausgangspunkt; und wäre für Nietungen mit Ueberlappung (Fig. 52, S. 131 u. s. f.) selbst dann, wenn diese Berührung stattfände, unrichtig, da die auftretende grösste Pressung — wie in der Fussbemerkung S. 120 u. f. (vergl. Gl. 186 sowie Fig. 74) nachgewiesen ist — dann nicht $2\,k_z$, bezw. $2{,}5\,k_z$, sondern ein Vielfaches hiervon betragen müsste. (S. auch Fussbemerkung Ziff. 1, S. 124.)

[1]) Die von dem internationalen Verbande der Dampfkesselüberwachungsvereine 1885 aufgestellte Vorschrift („Hamburger Normen 1885")

$$d = \frac{4{,}5\,s}{1{,}5 + s}$$

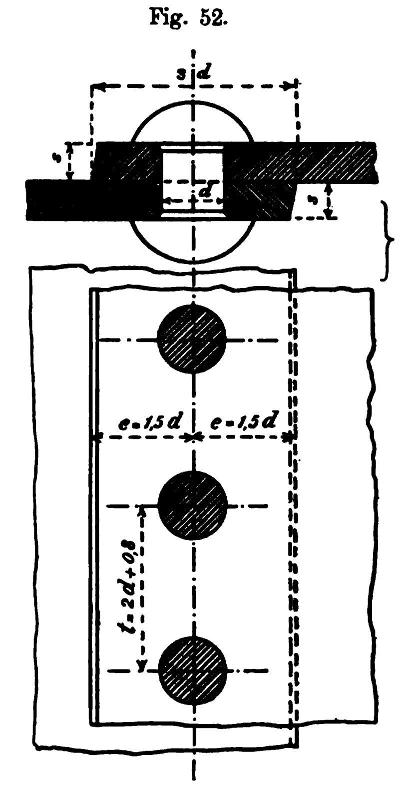
ergiebt für die Blechstärken von $s = 9$ mm bis $s = 15$ mm genau die gleichen Nietdurchmesser wie Gl. 193; dagegen für dickere Bleche geringere. Für grosse Blechstärken liefert sie zu kleine Nietdurchmesser. Für $s = 35$ mm, bis zu welcher Blechdicke die vom genannten Verbande veröffentlichte Zusammenstellung reicht, findet sich daselbst

$$d = \frac{4{,}5 \,.\, 3{,}5}{1{,}5 + 3{,}5} = 3{,}15 \text{ cm} = 31{,}5 \text{ mm},$$

was unzureichend erscheint. Unter $d = s$ sollte keinesfalls gegangen werden. Thatsächlich zeigen gute Ausführungen auch grössere Werthe, so z. B. ein Schiffskessel von 4600 mm Durchmesser bei $s = 33{,}5$ mm unter Anwendung von Laschen beiderseits $d = 33{,}5$ mm.

Je tiefer die Erkenntniss eindringt, dass der Widerstand gegen Gleiten bei Nietverbindungen in erste Linie zu stellen ist, und je mehr man sich bestrebt, auf dem Wege des Versuchs klar zu stellen, durch welche Mittel (Wahl der einzelnen Abmessungen u. s. w.) sich derselbe vergrössern lässt, um so höher wird bei starken Blechen der verhältnissmässige Werth der Maschinennietung sich stellen, um so allgemeiner wird die Einführung genügend starker Nietmaschinen werden. (Vergl. Fussbemerkung S. 128, Ziff. 5.) Damit aber entfällt der Hauptgrund gegen die Anordnung grosser Nietdurchmesser, welche die Voraussetzung reibungsstarker Nietverbindungen bilden.

Fig. 52.



der Nietnaht ordentlich zu verstemmen. Aber selbst dann, wenn die Entfernung nur so viel beträgt, dass das Verstemmen gerade noch gelingt, so wird sich an diesen Stellen die Fuge öffnen, sobald die Pressung im Gefäss genügend gross geworden ist. Die eine Platte trennt sich unter Einwirkung des Flüssigkeitsdruckes federnd von der anderen, oder lässt wenigstens Flüssigkeit entweichen. Eine untere Grenze für t wird durch die Bildung des Schliesskopfes bedingt. Bei der Form desselben nach Fig. 65, S. 117 kann sie zu $2\,d$ angenommen werden. Ungefähr denselben Mindestbetrag fordert die Herstellung der Löcher, sofern dieselben nicht gebohrt, sondern durch Lochen erzeugt werden.

Innerhalb dieser Grenzen ist die Niettheilung so zu wählen, dass der Widerstand der Nietverbindung gegen Gleitung möglichst gross ausfällt. Ob es hierzu nöthig ist, bis an die untere der bezeichneten Grenzen zu gehen, muss auf dem Wege des Versuches festgestellt werden. Bis das geschehen sein wird, werde gesetzt

$$t = 2\,d + 0{,}8 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 194$$

Für die Entfernung e des Lochmittels vom Blechrand bestimmt die Rücksicht auf das Verstemmen eine obere Grenze. Ein grosser Werth von e ist dem Letzteren hinderlich, weil sich eine breite Ueberlappung hierbei als Feder bethätigt. Werden die Löcher durch Stanzen hergestellt, so darf e eine gewisse Grösse nicht unterschreiten.

Die Erfahrung ergiebt

$$e = 1{,}5\,d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 195$$

als den Anforderungen entsprechend.

Erfolgt die Abdichtung durch Zwischenlegen von Dichtungsmaterial, so kann es unter Umständen angezeigt sein, der Dichtungsfläche einen etwas grösseren Werth zu geben, als Gl. 195 liefert.

Die Beziehungen Gl. 194 und 195 gelten auch für die Nietverbindung Fig. 76, S. 122, Bleche stumpf gestossen und einseitig gelascht.

Die zulässige Belastung einreihiger Vernietung im Betriebe darf bei Verwendung von Material, welches den für Dampfkessel gegebenen Vorschriften (S. 39 u. f.) entspricht, und unter Voraussetzung sachgemässer Ausführung (Nietköpfe nach Fig. 64 oder 65 [1]), S. 117) bis

600 kg auf das Quadratcentimeter Nietquerschnitt

betragen.

---

[1]) Versenkte Nieten, wie nach Fig. 67, S. 117, ergeben einen erheblich geringeren Widerstand gegen Gleiten, als solche mit Köpfen nach Fig. 64 oder 65.

Damit ergiebt sich die folgende Zusammenstellung.

s	= 0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	cm
$d = \sqrt{5s} - 0,4$	= 1,2	1,35	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	„
$t = 2d + 0,8$	= 3,2	3,5	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	„
$\frac{\pi}{4} d^2$	= 1,13	1,43	1,77	2,01	2,27	2,54	2,84	3,14	3,46	3,80	4,15	4,52	4,91	qcm
st	= 1,60	2,10	2,66	3,20	3,78	4,40	5,06	5,76	6,50	7,28	8,10	8,96	9,86	„
$\frac{\pi}{4} d^2 : st$	= 0,71	0,68	0,67	0,63	0,60	0,58	0,56	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,50	„
$\sigma_v = 600 \frac{\pi}{4} d^2 : st$	= 426	408	402	378	360	348	336	324	318	312	306	300	300	kg

Hierin bedeutet nach Massgabe des Vorstehenden

σ_v die im vollen Blech — unter Voraussetzung gleichmässiger Vertheilung — eintretende Spannung, sofern die Belastung 600 kg auf das Quadratcentimeter Nietquerschnitt beträgt.

In besonderen Fällen — vorzügliches Material und vorzügliche Arbeit vorausgesetzt — kann auch noch etwas über 600 kg hinausgegangen werden. Demgemäss erhöht sich alsdann der Werth von σ_v.

Dabei darf jedoch an keiner Stelle die Inanspruchnahme des Bleches die für dasselbe als höchstens zulässig erachtete Grösse überschreiten [1]. Bei Dampfkesseln mit überlappten Nietnähten pflegt diese zulässige Anstrengung k_z, welche bei dem grössten Betriebsdruck eintritt, zu $^1/_5$ der thatsächlichen Zugfestigkeit K_z desselben angenommen zu werden, indem man hierbei in der Weise rechnet, dass (vergl. Fig. 72, S. 120)

$$(t - d)\, s\, \frac{K_z}{5} = b\, s\, \frac{K_z}{5} \geqq S\ ^{2)},$$

---

[1]) Schwache Stellen sind ausser den Nietnähten insbesondere noch die Wandausschnitte für Mann-, Schlamm-, Handlöcher, Stutzenöffnungen und dergleichen.

Die Ränder solcher Oeffnungen sind zu verstärken, falls die Verschwächung des Blechmantels dies fordert oder wenn die Gefahr vorliegt, dass durch Anziehen der Verschlussbügel u. dergl. eine unzulässige Inanspruchnahme oder Formänderung des Bleches stattfindet.

Da die Anstrengung des Bleches in der Richtung der Kesselachse weit geringer ist, als senkrecht dazu (vergl. S. 30), so empfiehlt es sich, die kurze Seite der elliptischen Oeffnung mit der Längsrichtung des Kessels zusammenfallen zu lassen.

Mannlöcher sollen nicht unter 300 und 400 mm gewählt werden. Abweichungen herab bis auf 280 und 380 mm erscheinen nur dann zulässig, wenn der Herstellung grösserer Abmessungen unüberwindliche Schwierigkeiten entgegenstehen.

[2]) Diese Rechnungsweise setzt voraus, dass der Querschnitt $bs = (t - d)\, s$ die ganze Kraft S zu übertragen habe. So lange als ein Gleiten der vernieteten Platten gegen einander nicht stattfindet, ist dies jedoch unzutreffend. Bei Uebertragung von S durch den Gleitungswiderstand betheiligen sich hieran die sämmtlichen Flächenelemente, in denen dieser Widerstand seinen Sitz hat, also auch diejenigen Theile der gegen einander gepressten Plattenflächen, welche vor der Nietreihe, d. i. vor dem Querschnitt $(t - d)\, s$, Fig. 52, S. 131 gelegen sind. Was von diesen Flächenelementen übertragen wird, ist nicht mehr durch den Querschnitt $(t - d)\, s$ zu leiten. Im Falle der Gleitungswiderstand die Uebertragung zur Hälfte vor und zur Hälfte nach der Nietreihe bewerkstelligt, würde nur 0,5 S durch $(t - d)\, s$ übergehen. Dass sich die durch $(t - d)\, s$ geleitete Kraft nicht gleichmässig über diesen Querschnitt vertheilt, lehrt einfache Ueberlegung.

Ist der Gleitungswiderstand Null, so erscheint allerdings der Querschnitt $(t - d)\, s$ mit S belastet; von einer gleichmässigen Vertheilung kann aber auch hier nicht die Rede sein (vergl. Fussbemerkung S. 120 u. f., insbesondere auch Fig. 77, S. 123).

sofern S die auf die Blechbreite t zu übertragende Kraft bezeichnet. Bei Ueberlaschung der Längsnähte (innen und aussen, wie z. B. in Fig. 53, S. 136) wird bis

$$b s \frac{K_z}{4,5} \geq S$$

gegangen. Manche halten in diesem Falle auch noch $b s K_z : 4 \geq S$ für zulässig, sofern es sich um grosse Blechstärken handelt — man also gezwungen ist, s knapp zu bemessen — und Vorzüglichkeit des Materials wie der Arbeit ausser Zweifel steht. Verfasser ist der Ansicht, dass das Blech einer Ueberlappungsnietung, z. B. Fig. 52, S. 131, bei $s(t - d) K_z : 5 = S$ unter sonst gleichen Verhältnissen stärker angestrengt ist, als dasjenige einer Laschennietung, z. B. Fig. 53, S. 136, bei $s(t - d) K_z : 4 = S$. (Vergl. das über die Biegungsinanspruchnahme in der Fussbemerkung S. 120 u. f. Gesagte.)

Die auf Grund der vorstehenden Angaben ermittelte Blechstärke ist unter Umständen um einen der erwarteten starken Abnützung (z. B. durch Rosten u. s. w.) entsprechenden Betrag von 1 bis 3 mm oder mehr zu vergrössern.

Bei Dampfkesseln empfiehlt es sich, 7 mm als Mindeststärke anzusehen, und für den Fall, dass die berechnete Wandstärke weniger als etwa 10 mm beträgt, auch dann einen Zuschlag eintreten zu lassen, wenn die erwartete Abnützung über den Durchschnitt nicht hinausgeht, um der Biegungsinanspruchnahme (vergl. Fussbemerkung S. 120 u. f.) Rechnung zu tragen.

Bei Bestimmung der Wandstärke selbst ist in der aus folgenden Beispielen ersichtlichen Weise vorzugehen.

1. Dampfkessel von 1400 mm innerem Durchmesser, 5 kg innerem Ueberdruck.

Wir schätzen zum Zwecke der Wahl von σ_v die Wandstärke 12 mm. Dafür wäre nach der Zusammenstellung $\sigma_v = 324$, sodass für das Centimeter Kessellänge folgen würde

$$140 \,.\, 5 = 324 \,.\, 2\, s$$
$$s = 1{,}08 \text{ cm}.$$

Die Schätzung erweist sich also etwas zu hoch; wir wählen jetzt $\sigma_v = 348$, entsprechend $s = 1$ cm, und erhalten damit

$$140 \,.\, 5 = 348 \,.\, 2\, s$$
$$s = 1{,}00 \text{ cm},$$

also zutreffend.

2. Genietetes Rohr von 700 mm innerem Durchmesser, 8 kg Ueberdruck.

Wir wählen $\sigma_v = 402$ kg, entsprechend $s = 0{,}7$ cm, womit

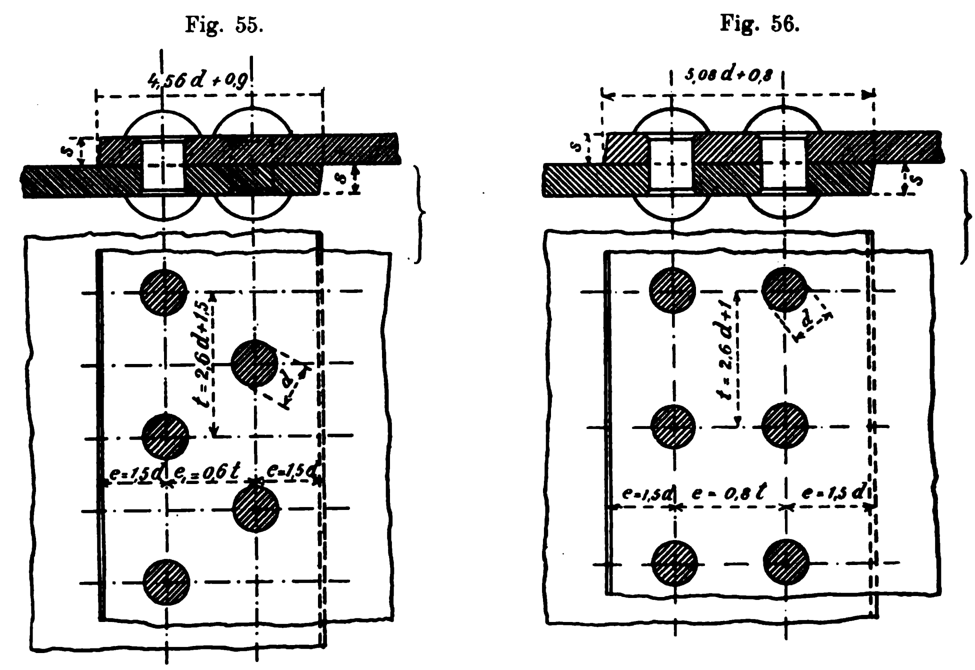
$$70 \,.\, 8 = 402 \,.\, 2\, s$$
$$s = 0{,}7 \text{ cm}.$$

Der angenommene Werth von σ_v erweist sich demnach als zutreffend.

Die soeben erörterten Verhältnisse zeugen abermals für die hohe Bedeutung, welche dem Widerstande einer Nietverbindung gegen Gleiten zukommt, und enthalten gleicherweise die Aufforderung, die Letztere so herzustellen, dass dieser Widerstand möglichst gross ausfällt.

β. Die einschnittige, zweireihige Vernietung, Fig. 55 und 56.

Fig. 55. Fig. 56.



Für die Verbindung Fig. 55 können der Nietdurchmesser d und die Entfernung e nach Gl. 193, bezw. Gl. 195, die Niettheilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}5 \qquad 196$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}6\,t \qquad 197$$

gewählt werden.

Die zulässige Belastung im Betriebe sollte mit Rücksicht auf die in der Fussbemerkung S. 127, Ziff. 3 angeführten Versuchsergebnisse 550 $^{kg}/_{qcm}$ Nietquerschnitt nicht überschreiten [1]). Dabei sind die unter α gemachten Bemerkungen zu beachten (vergl. S. 131 u. f.).

Auf dieser Grundlage ergiebt sich:

s	= 0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}4$	= 1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,1	"
$t = 2{,}6\,d + 1{,}5$	= 5,7	5,9	6,2	6,4	6,7	7,0	7,2	7,5	7,7	8,0	8,3	8,5	8,8	8,8	9,0	9,3	9,6	"
$\frac{\pi}{4} d^2$	= 2,01	2,27	2,54	2,84	3,14	3,46	3,80	4,15	4,52	4,91	5,31	5,73	6,16	6,16	6,61	7,07	7,55	qcm
$\frac{1}{2} s t$	= 2,28	2,65	3,10	3,52	4,02	4,55	5,04	5,62	6,16	6,80	7,47	8,07	8,80	9,24	9,90	10,70	11,52	"
$\frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{2} s t$	= 0,88	0,86	0,82	0,81	0,78	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,71	0,70	0,67	0,67	0,66	0,65	"
$\sigma_t = 550 \frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{2} s t$	= 484	473	451	445	424	418	412	407	401	396	390	390	385	368	368	363	357	kg

Beispiel. Dampfkessel von 2000 ^{mm} innerem Durchmesser, 7,5 ^{kg} innerem Ueberdruck.

---

[1]) Da bei der zweireihigen und noch mehr bei der dreireihigen Ueberlappungsnietung die Biegungsbeanspruchung der Bleche (vergl. Fussbemerkung S. 121 u. f.) der verhältnissmässig geringeren Stärke der Letzteren wegen erheblich grösser ausfällt, als bei der einreihigen Vernietung, so kann

Wir schätzen behufs Wahl von σ_v die Wandstärke zu 20 mm, womit

$$200 \,.\, 7{,}5 = 385 \,.\, 2\, s$$
$$s = 1{,}95 \text{ cm}.$$

Mit dem für $s = 1{,}9$ cm giltigen Werth $\sigma_v = 390$ kg wird

$$200 \,.\, 7{,}5 = 390 \,.\, 2\, s$$
$$s = 1{,}92 \text{ cm}.$$

Die vorstehenden Angaben gelten zunächst nur für die zweireihige Verbindung mit versetzten Nieten, Fig. 55, für die sogenannte Zickzacknietung.

Für die Verbindung mit parallelen Nieten, Fig. 56, die sogenannte Kettennietung, empfiehlt es sich der Abdichtung wegen die Theilung etwas kleiner zu nehmen und zwar

$$t = 2{,}6\, d + 1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 198$$

und sodann etwa

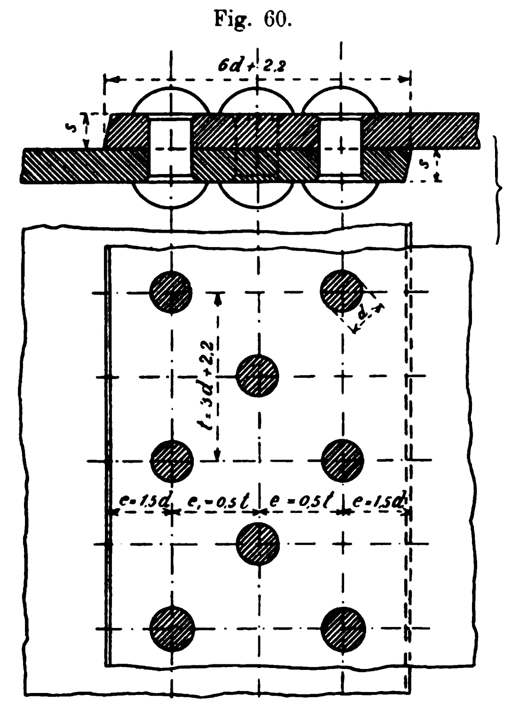
$$e_1 = 0{,}8\, t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 199$$

zu wählen.

Eine befriedigende Würdigung des verhältnissmässigen Werthes beider Vernietungen muss sich auf die Ergebnisse von Versuchen stützen, bei welchen in erster Linie das Absehen auf die Grösse des Gleitungswiderstandes zu richten ist (vergl. S. 125).

γ. Die einschnittige, dreireihige Nietung, Fig. 60.

Fig. 60.



namentlich in den Fällen, in welchen es sich um Wandstärken von weniger als etwa 10 bis 12 mm handelt, ausser der Rücksicht auf Abnützung noch ein weiterer Grund vorliegen, einen Zuschlag von 1 bis 2 mm zur berechneten Wandstärke zu geben. Eine gewisse Ausgleichung findet allerdings bereits insofern statt, als die Nieten einer zweireihigen Nietverbindung nicht so stark belastet werden als diejenigen einer einreihigen, entsprechend dem Umstande, dass der Widerstand gegen Gleiten, bezogen auf die Flächeneinheit des Nietquerschnittes, bei mehrreihigen Nietverbindungen geringer ist, als bei einreihigen; insbesondere gilt dies für stärkere Bleche.

Die Nietstärke, sowie die Entfernung e können nach Gl. 193, bezw. Gl. 195, die Niettheilung nach

$$t = 3d + 2{,}2 \qquad 200$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}5\,t \qquad 201$$

genommen werden.

Die zulässige Belastung der Verbindung setzen wir mit Bezugnahme auf das unter α und β Bemerkte 500 kg/qcm Nietquerschnitt [1]).

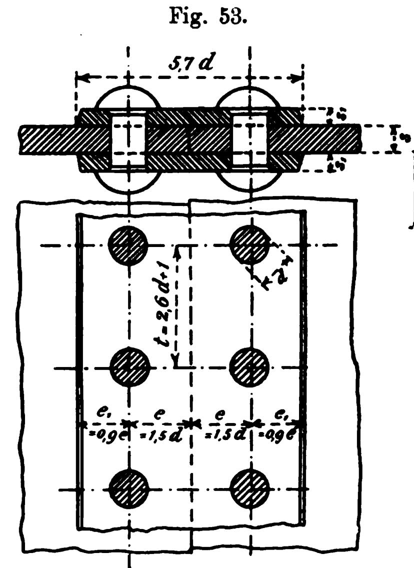
Damit ergiebt sich:

s	= 1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}4$	= 2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,3	3,4	3,5	„
$t = 3d + 2{,}2$	= 9,4	9,7	10,0	10,3	10,6	10,6	10,9	11,2	11,2	11,5	11,8	12,1	12,1	12,4	12,7	„
$\frac{\pi}{4} d^2$	= 4,52	4,91	5,31	5,73	6,16	6,16	6,61	7,07	7,07	7,55	8,04	8,55	8,55	9,08	9,62	qcm
$\frac{1}{3} s t$	= 5,01	5,50	6,00	6,52	7,07	7,42	7,99	8,59	8,96	9,58	10,23	10,89	11,29	11,95	12,70	„
$\frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{3} s t$	= 0,90	0,89	0,88	0,88	0,87	0,83	0,83	0,82	0,79	0,79	0,79	0,78	0,76	0,76	0,76	„
$\sigma_v = 500 \frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{3} s t$	= 450	445	440	440	435	415	415	410	395	395	395	395	380	380	380	kg

Bei Benützung dieser Zusammenstellung ist das unter α und β Erwähnte zu beachten.

δ. Zweischnittige, einreihige Vernietung, Fig. 53.

Fig. 53.



Die Stärke s_1 der beiden Verbindungsplatten, der Laschen, würde sich unter der Voraussetzung gleichen Materials zu $s_1 = 0{,}5\,s$ ergeben. In Anbetracht der durch Verstemmen herbeizuführenden Abdichtung, sowie mit Rücksicht auf Abnützung pflegt man mit der Laschenstärke in der Regel um $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ höher, d. h. nicht unter

$$s_1 = \frac{5}{8} s \text{ bis } \frac{2}{3} s \qquad 202$$

zu gehen. Man wählt wohl auch die eine Lasche etwas stärker als die andere, wenn die zu erwartende Abnützung für erstere grösser ist, als für die letztere (Lasche im Kesselinneren, Lasche aussen).

Für Dampfkessel sollen die Laschen aus Blechen von mindestens derselben Güte, wie diejenige der zu verbindenden Bleche

---

[1]) Will man, um nicht zu grosse Wandstärken zu erhalten, darüber hinausgehen, so wird eben die Sicherheit gegen Gleiten der vernieteten Platten und ge[illegible] Gleitens eine geringere. Durch Wahl einer kleineren Theilung bei der [illegible] stärkerer Nieten unter Beibehaltung der Theilung lässt sich [illegible]

derart hergestellt werden, dass die Walzrichtung der Laschenplatten gleichlaufend ist mit derjenigen der Mantelbleche.

Wegen $s_1 < s$ kann dann auch der Nietdurchmesser etwas geringer gewählt werden. Es empfiehlt sich jedoch, hierbei nicht so weit zu gehen, dass etwa s_1 in Gl. 193 an die Stelle von s gesetzt wird, da die stumpf gestossenen Blechenden nicht ganz genau die gleiche Stärke zu besitzen pflegen, infolgedessen einem Theile der Nieten die Aufgabe zufällt, die Laschen durch Abbiegen zum festen Anliegen zu bringen und damit die Vorbedingung für eine gegen Gleiten widerstandsfähige Verbindung zu erfüllen. Es werde gesetzt

$$d = \sqrt{5s} - 0{,}5 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 203$$

$$t = 2{,}6\,d + 1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 204$$

Der Abstand des Nietmittels vom Blechrand wird zu 1,5 d angenommen, dagegen derjenige des Nietmittels vom Laschenrand mit Rücksicht auf das Verstemmen um etwa 10% geringer, wie in Fig. 53 angegeben ist.

Der Widerstand gegen Gleiten tritt hier in zwei Paar Flächen, also doppelt auf. In Berücksichtigung dieses Umstandes, sowie der sonstigen Verhältnisse (vergl. S. 127, Fussbemerkung, Ziff. 4) nehmen wir die zulässige Belastung der Niete im Betriebe bis zu

1000 kg/qcm ihres Querschnitts

an.

Damit ergiebt sich dann die folgende Zusammenstellung.

s	= 0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}5$	= 1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	„
$t = 2{,}6\,d + 1$	= 4,9	5,2	5,4	5,7	5,9	6,2	6,5	6,7	7,0	7,2	7,5	7.8	8,0	„
$\frac{\pi}{4} d^2$	= 1,77	2,01	2,27	2,54	2,84	3,14	3,46	3,80	4,15	4,52	4,91	5,31	5,73	qcm
$s\,t$	= 3,93	4,68	5,40	6,27	7,08	8,06	9,10	10,05	11,20	12,23	13,50	14,82	16,00	„
$2\frac{\pi}{4} d^2 : s\,t$	= 0,90	0,86	0,84	0,81	0,80	0,78	0,76	0,76	0,74	0,74	0,73	0,72	0,72	„
$\sigma_r = 1000\frac{\pi}{4} d^2 : s\,t$	= 450	430	420	405	400	390	380	380	370	370	365	360	360	kg

Die Bemerkungen, welche unter α an die daselbst enthaltene Zusammenstellung angeschlossen sind, gelten sinngemäss auch hier.

Die zulässige Anstrengung des Dampfkessel-Bleches pflegt hier bis zu $^2/_9 = ^1/_{4,5}$ der thatsächlichen Zugfestigkeit angenommen zu werden: einmal ist das Blech in der am meisten verschwächten Stelle, d. i. in der Lochlinie, durch die Laschen gegen Abnützung (Rosten u. s. w.) geschützt und zweitens entfällt die Biegungsinanspruchnahme, welche bei der Ueberlappung unvermeidlich ist (vergl. Fussbemerkung S. 121 u. f.). Hierin liegt ein ganz wesentlicher Vorzug der zweiseitigen Laschennietung gegenüber der erheblich billigeren Ueberlappungsnietung.

(entsprechend $s = 2{,}6^{\text{cm}}$) würde sein

$$2\,(16{,}5 - 6)\,s_1 = \frac{5}{4}\,(16{,}5 - 3)\,s,$$

$$s_1 = 0{,}8\,s.$$

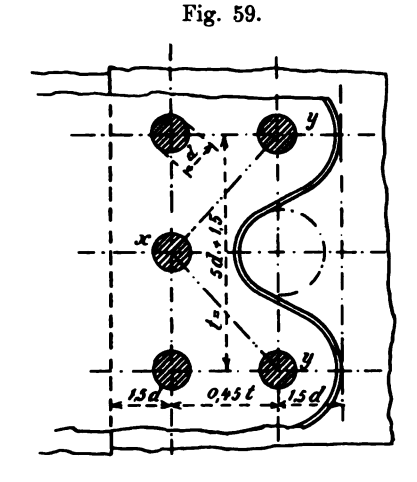
Demgemäss setzen wir

$$s_1 = 0{,}8\,s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 210$$

Die Gl. 208 und 209 führen zu:

s	=	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0 cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}6$	=	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	2,9	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3 „
$t = 5d + 1{,}5$	=	12,5	13,0	13,5	14,0	14,5	15,0	15,0	15,5	16,0	16,0	16,5	17,0	17,0	17,5	18,0 „
$\frac{\pi}{4} d^2$	=	3,80	4,15	4,52	4,91	5,31	5,73	5,73	6,16	6.61	6,61	7,07	7,55	7,55	8,04	8,55 qcm
$s\,t$	=	20,0	22,1	24,3	26,6	29,0	31,5	33,0	35,65	38,4	40,0	42,9	45,9	47,6	50,75	54,0 „
$6\,\frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10	1,09	1,04	1,04	1,03	0,99	0,99	0,99	0,95	0,95	0,95 „
$\sigma_r = 3 \cdot 950\,\frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	541	537	532	527	522	518	494	494	489	470	470	470	451	451	451 kg

Fig. 59.



Vergl. die Bemerkungen zur Zusammenstellung unter δ.

Dieselben Beziehungen gelten auch für die Vernietung Fig. 59, jedoch ist die Verbindung Fig. 58 vorzuziehen, da der Abstand zweier Nieten x und y bei Fig. 59 erheblich grösser ausfällt und infolgedessen die Abdichtung weniger gesichert erscheint als bei Fig. 58.

Vergl. auch Schlussbemerkung zu β.

ζ. Zweischnittige, dreireihige Vernietung, Fig. 61.

Es ist zu wählen

$$s_1 = 0{,}8\,s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 210$$

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}7 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 211$$

$$t = 6\,d + 2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 212$$

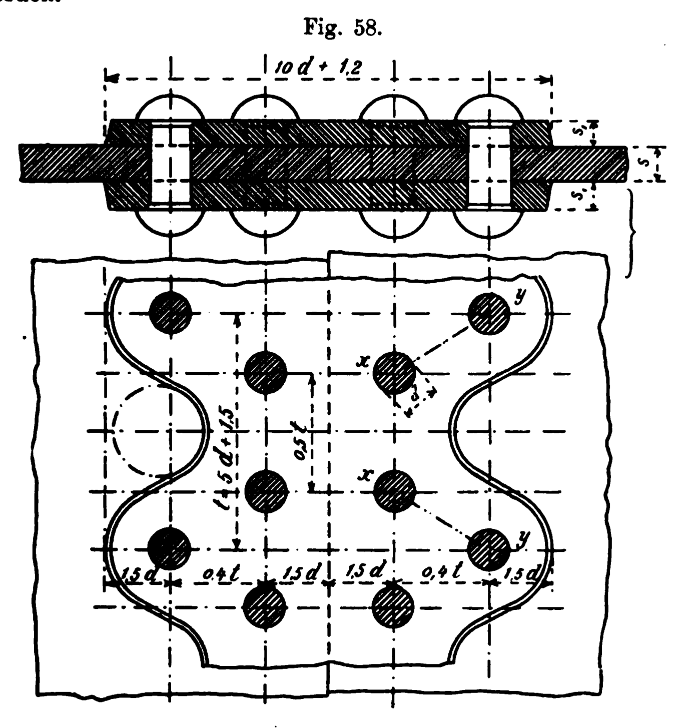
Zulässige Belastung $900\,^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$ Nietquerschnitt, d. h. $900\,\frac{\pi}{4}\,d^2$ für jede Niete.

s	=	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3.5 cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}7$	=	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,3	3,3	3,4	3,5 „
$t = 6d + 2$	=	17,0	17,0	17,6	18,2	18,8	18,8	19,4	20,0	20,0	20,6	21,2	21,8	21,8	21,8	22,4	23,0 „
$\frac{\pi}{4} d^2$	=	4,91	4,91	5,31	5,73	6.16	6,16	6,61	7,07	7,07	7,55	8,04	8,55	8,55	8,55	9,08	9,62 qcm
$s\,t$	=	34,0	35,7	38,7	41,9	45,1	47,0	50,4	54,0	56,0	59,7	63,6	67,6	67,8	71,9	76,2	80,5 „
$10\,\frac{\pi}{4} d^2 : s\,t$	=	1,44	1,38	1,37	1,37	1,36	1,31	1,31	1,31	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,19	1,19	1,19 „
$\sigma_r = 5 \cdot 900\,\frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	648	621	616	616	612	589	589	589	567	567	567	567	567	535	535	535 kg

Vergl. die Bemerkungen zur Zusammenstellung unter δ, sowie diejenigen z

Rücksicht darauf gewählt werden, dass das Verstemmen genügend bequem ausgeführt werden kann. Fig. 57 deutet an, wie sich die Vertiefungen durch Ausbohren u. s. f. herstellen lassen [1]). Bei genügender Stärke der Laschen kann die gerade Begrenzung beibehalten werden.

Fig. 58.



Bei Fig. 58 ist in der zweiten Reihe für jedes Feld je eine Niete weniger vorhanden.

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}6 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 208$$

$$t = 5\,d + 1{,}5 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 209$$

Bei Feststellung der Laschenstärke s_1 kann hier davon ausgegangen werden, dass der am stärksten verschwächte Querschnitt der beiden Laschen auf der Strecke t, d. i. der Querschnitt $2\,(t - 2\,d)\,s_1$, mit Rücksicht auf eintretende Verschwächung durch Abrosten u. s. w. etwas grösser ist, als der Blechquerschnitt $(t - d)\,s$, d. h. $2\,(t - 2\,d)\,s_1 > (t - d)\,s$, oder in Uebereinstimmung mit der ersten Angabe in Gl. 202

$$2\,(t - 2\,d)\,s_1 = \frac{5}{4}\,(t - d)\,s.$$

Für $d = 2{,}2^{\text{cm}}$ und $t = 12{,}5^{\text{cm}}$ (entsprechend $s = 1{,}6$, vergl. folgende Zusammenstellung) würde sich ergeben

$$2\,(12{,}5 - 4{,}4)\,s_1 = \frac{5}{4}\,(12{,}5 - 2{,}2)\,s$$

$$s_1 = 0{,}8\,s$$

und für

$$d = 3{,}0^{\text{cm}}, \qquad t = 16{,}5^{\text{cm}},$$

[1]) Wegen der höheren Herstellungskosten wird man zur wellenförmigen Begrenzungslinie nur dann übergehen, wenn es rationell erscheint.

(entsprechend $s = 2{,}6^{\text{cm}}$) würde sein

$$2\,(16{,}5 - 6)\,s_1 = \frac{5}{4}\,(16{,}5 - 3)\,s,$$

$$s_1 = 0{,}8\,s.$$

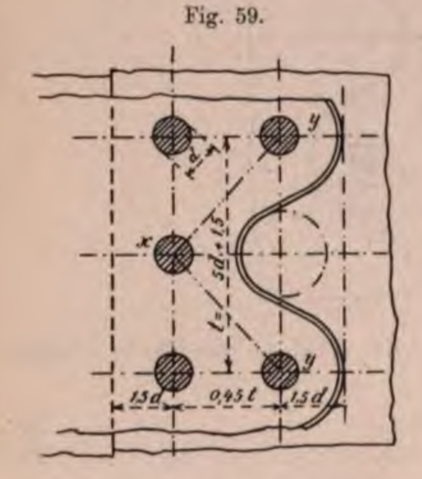
Demgemäss setzen wir

$$s_1 = 0{,}8\,s. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 210$$

Die Gl. 208 und 209 führen zu:

s	= 1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}6$	= 2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	2,9	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3	"
$t = 5d + 1{,}5$	= 12,5	13,0	13,5	14,0	14,5	15,0	15,0	15,5	16,0	16,0	16,5	17,0	17,0	17,5	18,0	"
$\frac{\pi}{4}d^2$	= 3,80	4,15	4,52	4,91	5,31	5,73	5,73	6,16	6,61	6,61	7,07	7,55	7,55	8,04	8,55	qcm
st	= 20,0	22,1	24,3	26,6	29,0	31,5	33,0	35,65	38,4	40,0	42,9	45,9	47,6	50,75	54,0	"
$6\frac{\pi}{4}d^2 : st$	= 1,14	1,13	1,12	1,11	1,10	1,09	1,04	1,04	1,03	0,99	0,99	0,99	0,95	0,95	0,95	"
$\sigma_v = 3.950\frac{\pi}{4}d^2 : st$	= 541	537	532	527	522	518	494	494	489	470	470	470	451	451	451	kg

Fig. 59.



Vergl. die Bemerkungen zur Zusammenstellung unter δ.

Dieselben Beziehungen gelten auch für die Vernietung Fig. 59, jedoch ist die Verbindung Fig. 58 vorzuziehen, da der Abstand zweier Nieten x und y bei Fig. 59 erheblich grösser ausfällt und infolgedessen die Abdichtung weniger gesichert erscheint als bei Fig. 58.

Vergl. auch Schlussbemerkung zu β.

ζ. Zweischnittige, dreireihige Vernietung, Fig. 61.

Es ist zu wählen

$$s_1 = 0{,}8\,s \quad \ldots\ldots\ldots \quad 210$$

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}7 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 211$$

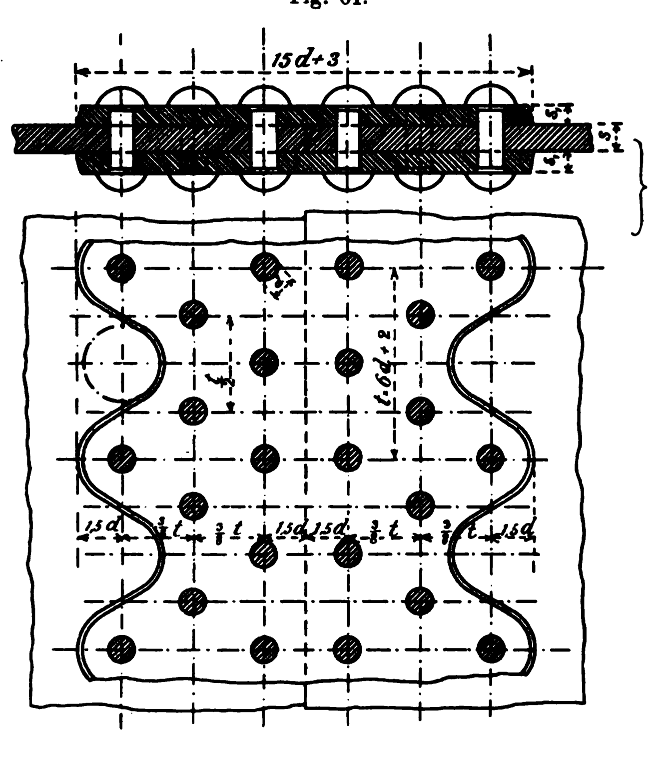
$$t = 6\,d + 2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 212$$

Zulässige Belastung $900^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$ Nietquerschnitt, d. h. $900\,\frac{\pi}{4}\,d^2$ für jede Niete.

s	= 2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	cm
$d = \sqrt{5s} - 0{,}7$	= 2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,3	3,3	3,4	3,5	"
$t = 6d + 2$	= 17,0	17,0	17,6	18,2	18,8	18,8	19,4	20,0	20,0	20,6	21,2	21,8	21,8	21,8	22,4	23,0	"
$\frac{\pi}{4}d^2$	= 4,91	4,91	5,31	5,73	6,16	6,16	6,61	7,07	7,07	7,55	8,04	8,55	8,55	8,55	9,08	9,62	qcm
st	= 34,0	35,7	38,7	41,9	45,1	47,0	50,4	54,0	56,0	59,7	63,6	67,6	67,8	71,9	76,2	80,5	"
$10\frac{\pi}{4}d^2 : st$	= 1,44	1,38	1,37	1,37	1,36	1,31	1,31	1,31	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,19	1,19	1,19	"
$\sigma_v = 5.900\frac{\pi}{4}d^2 : st$	= 648	621	616	616	612	589	589	589	567	567	567	567	567	535	535	535	kg

Vergl. die Bemerkungen zur Zusammenstellung unter δ, sowie diejenigen unter ε.

Fig. 61.



η. Wahl der Vernietung.

Fordert die Rechnung bei der gegebenen Flüssigkeitspressung und bei dem ;enommenen oder gegebenen Durchmesser — also abgesehen von Rücksichten auf ıützung — Blechstärken über etwa 12^mm, so empfiehlt es sich, im Allgemeinen die Längsnähte des Kessels die unter α besprochene Vernietung nicht mehr uwenden; je nach den Umständen kann das auch bereits früher angezeigt ereinen. Welche der übrigen, im Vorstehenden behandelten Nietungen zu wählen muss im Einzelfalle auf Grund der besonderen Verhältnisse, wozu namentlich auch Herstellungskosten gehören, entschieden werden.

Bei hohen Dampfspannungen und grossen Durchmessern sollten :jenigen Verbindungen, welche eine grosse Biegungsbeanspruchung des eches im Gefolge haben (vergl. Fussbemerkung S. 121 u. f.), wie dies für die rnietungen unter α bis γ zutrifft, vermieden werden und zwar weit mehr, s bisher.

Ueberlappt geschweisste Kesselmäntel pflegt man bei dem höchsten Betriebsıck mit 1/7 bis höchstens 1/6 der thatsächlichen Zugfestigkeit des entsprechend gehlten Materials zu belasten, vorausgesetzt, dass das letztere bei der Schweissung :ht zu stark gelitten hat. Dieser Punkt verdient unter allen Umständen : grösste Aufmerksamkeit.

Hinsichtlich der Quernähte kommt in Betracht, dass die in Richtung der Achse es cylindrischen Kessels vom Durchmesser D bei $p^{kg}/_{qcm}$ Pressung auftretende ınnung σ_a im Bleche von der Stärke s aus der Annäherungsgleichung

$$\frac{\pi}{4} D^2 p = \pi D s \sigma_a$$

zu

$$\sigma_a = \frac{D}{4 s} p$$

sich ergiebt, während die Spannung senkrecht dazu, d. i. in Richtung des Umfanges die Grösse σ besitzt, welche sich aus

$$D p = 2 s \sigma$$

zu

$$\sigma = \frac{D}{2 s} p$$

berechnet, also doppelt so gross ist[1]).

Infolgedessen pflegen Kessel, deren Längsnähte zweireihig genietet sind, bloss einreihige Quernaht zu erhalten. Nur dann, wenn auch die Anstrengung in Richtung der Kesselachse so gross wird, dass quer zweireihige Vernietung angezeigt erscheint, wird zu dieser gegriffen.

Bei Beurtheilung der Inanspruchnahme des Kessels in Richtung seiner Achse darf nicht übersehen werden, dass liegende Kessel mehr oder minder wie Träger auf Biegung beansprucht werden und dass einseitige Erwärmung ebenfalls auf Erhöhung der Anstrengung hinwirken kann.

Handelt es sich um sehr kurze Kessel, so ist die Anstrengung des Bleches in Richtung des Umfanges geringer als $\sigma = \frac{D}{2 s} p$ und zwar infolge der unterstützenden Wirkung der Böden. Dasselbe gilt, wenn das Gefäss durch Ringe oder auf andere Weise in kurzen Abständen Verstärkung erfährt. Vergl. hierüber Schlussbemerkung zu „2. Hohlcylinder" S. 31.

b. Nietverbindungen für Blechgefässe, welche nur einer geringen Pressung ausgesetzt sind, wie z. B. Wasserbehälter, Gasometer, eiserne Schornsteine, genietete Röhren für Hochofengase u. s. w.

Bei diesen Gefässen, welche meist einschnittige, einreihige Vernietung erhalten, wird die Blechstärke s in der Regel mehr durch Rücksicht auf das allmähliche Abrosten u. s. w. bestimmt, als durch die innere Pressung.

Die Niettheilung kann hier

$$t = 3 d + 5^{mm} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 213$$

genommen werden.

Nieten von 8^{mm} Durchmesser an abwärts, wie sie bei derartigen Gefässen auftreten, werden meist kalt eingezogen und vernietet.

---

[1]) Dieses Ergebniss setzt nach dem Gange der Entwickelung voraus, dass die auf die Stirnfläche wirkende Kraft $\frac{\pi}{4} D^2 p$ durch den Kesselmantel übertragen wird. Bei unmittelbarer Verbindung der Kesselböden durch Anker oder dergleichen findet natürlich eine Entlastung des Mantels und damit auch der Quernähte statt, sodass diese durch die Flüssigkeitspressung noch weniger als die Hälfte der Anstrengung der Längsnähte erfahren.

c. Nietverbindungen für Eisenkonstruktionen.

α. Vernietungen, bei denen ein Richtungswechsel der wirkenden Kräfte nicht statthat.

Hier kann nach Massgabe des unter a Bemerkten vorgegangen werden, nur bedarf es keiner Rücksichtnahme auf Abdichtung, also darauf, dass die Herstellung einer wirksamen Verstemmung ermöglicht wird. Der Nietdurchmesser kann nach Gl. 193 bestimmt werden. Die Feststellung der Niettheilung muss, solange Versuche nicht vorliegen, welche die Verhältnisse klarstellen, unter denen der Gleitungswiderstand möglichst gross ausfällt, dem Ermessen des Einzelnen überlassen bleiben. In welcher Weise vorgegangen zu werden pflegt, ist in der Fussbemerkung S. 120 u. f. dargelegt. Dass bei Eisenkonstruktionen, welche Erschütterungen ausgesetzt sind (Eisenbahnbrücken u. s. w.), dieses Vorgehen unter Umständen zu einer recht bedenklichen Unsicherheit führen muss, erhellt aus dem S. 128 unter c Bemerkten. In solchen Fällen können unter Beachtung des an dieser Stelle Gesagten die unter a, α u. s. w. gegebenen zulässigen Nietbelastungen, je nach Art und Stärke der Erschütterungen entsprechend vermindert, in Rechnung gestellt werden (vergl. auch S. 144 unten und S. 145 oben).

Den besonderen Verhältnissen der gerade vorliegenden Nietverbindung ist alle Beachtung zu schenken. Hierher gehören ausser dem soeben Bemerkten namentlich die Fragen: finden Biegungsbeanspruchungen u. s. w. statt, und vertheilen sich die zu übertragenden Kräfte gleichmässig über die Nieten?

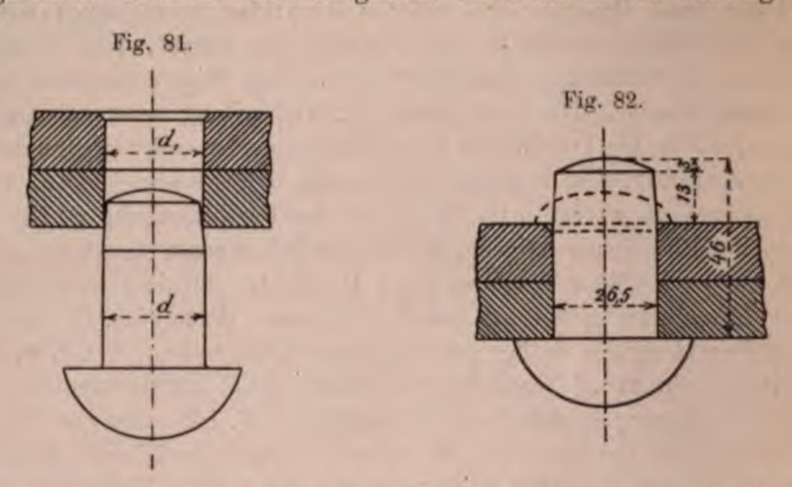
Die Summe der Stärke der zu vernietenden Theile soll ungefähr $4\,d$ nicht überschreiten, da bei grösserer Nietlänge als etwa $5{,}5\,d$ ein Stauchen durch den ganzen Nietschaft hindurch auch nicht entfernt mehr möglich ist (bei Handnietung noch viel weniger als bei Maschinennietung) und weil beim Erkalten die Längsspannungen sich leicht bis zum Abspringen des Kopfes steigern. Können längere Nieten nicht vermieden werden, so sind sie nur so weit zu erwärmen, als es die Bildung des Schliesskopfes und die Erzeugung des Widerstandes gegen Gleiten fordert. Am Setzkopfe ist bei so langen Nieten vom Stauchen ohnehin dann kaum mehr die Rede, wenn sie auch daselbst erhitzt worden sind.

Die S. 100 u. f. besprochenen konischen Bolzen bilden einen guten, allerdings ziemlich theueren Ersatz langer Nieten.

β. Vernietungen, welche Kräfte zu übertragen haben, deren Richtungen wechseln.

Wie wiederholt hervorgehoben, füllen die warm eingezogenen Nieten nach dem Erkalten das Loch nicht vollkommen aus. Wechseln nun die Kraftrichtungen, und ist der Gleitungswiderstand unzureichend, die wirklichen Kräfte zu übertragen, so tritt eine Bewegung der beiden Platten auf einander ein. Derartige Bewegungen, welche mehr oder weniger starke Stösse im Gefolge haben, sind in den meisten Fällen unzulässig. Sie werden vermieden durch Einziehen von Nieten, welche die Löcher nicht nur vollständig ausfüllen, sondern sich auch von vornherein mit Pressung gegen die Lochwandungen legen. Dieser Anforderung lässt sich auf folgende Weise gerecht werden.

Die Löcher werden gebohrt und auf den Durchmesser d_1 sauber aufgerieben. Der nach Fig. 81 aus möglichst weichem Nieteisen so gedrehte Nietbolzen, dass d um rund 2% grösser ist als d_1, wird mit schweren Vorschlaghämmern kalt in das Loch eingetrieben, wobei er sich an die Lochwandung anpresst, dann durch kräftige Schläge gestaucht und ihm zuletzt mit Handhämmern ein Kopf geschlagen, so weit dies das Material gestattet. Nach den Erfahrungen des Verfassers ist eine derartig hergestellte



Vernietung gegen wechselnde Kräfte, wie sie z. B. bei aus starkem Blech gefertigten, schwer belasteten Wellen [1]) auftreten, dauernd widerstandsfähig. Fig. 82 zeigt einen kalt geschlagenen Kopf, wie er sich für 26 mm starke Nieten erzielen lässt.

Bezeichnet P die durch eine Niete zu übertragende Kraft, so ist bei Belastung des Nietquerschnitts mit 320 kg/qcm und der Lochwandung mit 400 kg/qcm zu setzen

$$P \leq 320 \frac{\pi}{4} d^2 = 250\, d^2 = 400\, d\, s, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 214$$

woraus

$$\left.\begin{aligned} d &= 1{,}6\, s = \frac{8}{5}\, s \text{ oder} \\ s &= \frac{5}{8}\, d \end{aligned}\right| \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 215$$

Will man mit der durchschnittlichen Belastung des Nietquerschnitts nicht bis 320 kg gehen, so ergiebt sich eben $s : d$ entsprechend geringer; doch erscheint bei der Güte des Nietmaterials die angenommene Anstrengung zulässig.

Da sich starke Bleche durch kalte Nietung nicht scharf gegen einander legen, dies jedoch für die Güte der Verbindung erforderlich ist, so empfiehlt es sich, durch einige warm eingezogene Nieten, welche sich über die ganze Naht vertheilen, dieses Anliegen herbeizuführen.

Die zwei Schattenseiten der eben besprochenen Nietung sind: die Kostspieligkeit und die grosse Sorgfalt, welche bei ihrer Herstellung gefordert wird. Sie wiegen meist so schwer, dass man sich in anderer Weise hilft. Man verwendet dann warme Nietung, zieht jedoch möglichst viele, jedenfalls so viele Nieten ein, dass auf das

[1]) S. auch des Verfassers Arbeit „Die Wasserräder", 1886, Tafel 10, woselbst sich eine solche, von ihm ausgeführte Welle (1100 mm Durchmesser) vollständig dargestellt findet.

Quadratcentimeter Nietquerschnitt bei einschnittiger Vernietung höchstens 200^{kg}, bei zweischnittiger höchstens 350^{kg} zu übertragende Last entfällt, und thut hierbei Alles, was dazu beitragen kann, den Widerstand gegenüber einem Gleiten der vernieteten Platten aufeinander zu erhöhen. Man verlässt sich dabei auf diesen in den Berührungsflächen wirkenden Widerstand. Ist die Verbindung ausser dem Wechsel der Kräftewirkung Stössen und heftigen Erschütterungen ausgesetzt, so ist noch bedeutend unter die angegebenen Belastungen zu gehen (vergl. S. 128 unter c).

3. Beispiele von Vernietungen.

a. Dampfkessel.

α. Kesselmäntel und Böden, sowie ihre Verbindung und diejenige der Flammrohre.

Es sei ein Dampfkessel nach Massgabe der Fig. 45, Taf. 3 für einen inneren Betriebsüberdruck von $5\frac{1}{2}\,{}^{kg}/_{qcm}$ zu entwerfen.

Wählen wir einreihige Vernietung und schätzen wir unter Bezugnahme auf die S. 132 gegebene Zusammenstellung $s = 1{,}2^{cm}$, so findet sich mit $\sigma_z = 324^{kg}$

$$140 \,.\, 5{,}5 = 324 \,.\, 2s$$
$$s = 1{,}2^{cm},$$

also zutreffend. Demgemäss nach der erwähnten Zusammenstellung

$$d = 20^{mm}, \qquad t = 48^{mm},$$

und überdies

$$e = 1{,}5 \,.\, 20 = 30^{mm}.$$

Je nach den Verhältnissen, unter denen der Kessel zu arbeiten hat, würde s zutreffendenfalls mit Rücksicht auf die zu erwartende, mehr oder minder starke Abnützung etwas grösser zu nehmen sein. Dabei kann dann die Frage erhoben werden, ob für die gewählte grössere Blechdicke der für $s = 12^{mm}$ angenommene Nietdurchmesser von 20^{mm} beizubehalten ist oder ob auch d der neuen Blechstärke, d. h. der Gl. 193 entsprechen soll. Mit Rücksicht darauf, dass dickere Bleche zum festen Aufeinanderpressen stärkere Nieten erfordern, und dass das Letztere die Vorbedingung für eine **dichte** und feste Nietnaht ist, empfiehlt es sich, zu dem dickeren Bleche stärkere Nieten zu wählen. Würde beispielsweise die Wandstärke zu 14^{mm} angenommen, so wäre nach der Zusammenstellung auf S. 132 $d = 22^{mm}$ und $t = 52^{mm}$ zu nehmen. Dass hierbei die verhältnissmässige Belastung der Nieten geringer ausfällt als $600\,{}^{kg}/_{qcm}$, nämlich

$$\frac{140 \,.\, 5{,}2 \,.\, 5{,}5}{2\,\frac{\pi}{4} \,.\, 2{,}2^2} = 527\,{}^{kg}/_{qcm},$$

kann nur erwünscht sein, da 600^{kg} in der Regel als obere Grenze anzusehen ist.

Die Schüsse 1 und 2 des Kesselmantels bilden Kegelflächen, die aus je 2 Tafeln hergestellt werden, welche infolgedessen keine Rechtecke sein können. Der Schuss 3 ist cylindrisch. Wenn auch im vorliegenden Falle die Abweichung der Blechtafeln für die Schüsse 1 und 2 von dem Rechteck eine nur unerhebliche ist, so soll doch

mit Rücksicht auf die grundsätzliche Bedeutung der Frage im Nachstehenden genauere Form festgestellt werden.

Die Form der Tafeln des Schusses 1 und 2 ist in Fig. 46, Taf. 3 gege Sie wird bestimmt durch die Gleichungen

$$\frac{2\pi r_2}{2\pi r_1} = \frac{D+s}{D-s} = \frac{1412}{1388}$$

und

$$r_2 - r_1 = l = 1500 - 2 \, . \, 30 = 1440^{\text{mm}},$$

woraus folgt

$$r_2 = \frac{D+s}{D-s} r_1, \quad r_2 = r_1 + l,$$

$$\frac{2s}{D-s} r_1 - l = 0,$$

$$r_1 = l \frac{D-s}{2s}, \quad \dots\dots\dots\dots$$

$$r_2 = l \frac{D-s}{2s} + l = l \frac{D+s}{2s}, \quad \dots\dots\dots$$

$$r_1 = \frac{1440 \, . \, 1388}{24} = 83\,280^{\text{mm}},$$

$$r_2 = \frac{1440 \, . \, 1412}{24} = 84\,720^{\text{mm}}.$$

Diese Halbmesser sind zu gross, um die Kreise durch den Zirkel herstellei können. Man zeichnet sich daher die Kreisbögen mittelst einer gebogenen Scb auf Grund der Sehnen x_2 und der Pfeilhöhe h_2. Die Sehne x_2 kann für Bögen so bedeutenden Halbmessern und verhältnissmässig so kleinen Sehnen mit genügei Genauigkeit gleich dem Bogen gesetzt werden. Also

$$x_2 = (D+s)\,\pi.$$

$$\frac{x_2^{\,2}}{4} = (2\,r_2 - h_2)\,h_2 = \sim 2\,r_2 h_2,$$

$$2\,r_2 = l\,\frac{D+s}{s} = \sim l\,\frac{D}{s},$$

$$\frac{x_2^{\,2}}{4} = l\,\frac{D}{s}\,h_2,$$

$$h_2 = \frac{x_2^{\,2} \, . \, s}{4\,l\,D} \quad \dots\dots\dots\dots\dots$$

Würde jeder Schuss aus nur einer Tafel bestehen, so wäre hierdurch Pfeilhöhe h bestimmt. Besteht er aus $\mathfrak{z}$ Tafeln, so ist die Sehne jeder dersel gemessen zwischen den Mitteln der Endnieten,

$$x_2 = \frac{(D+s)\,\pi}{\mathfrak{z}}.$$

Die Grösse der Pfeilhöhe bestimmt sich dann aus Gl. 218.

Für unseren Fall ist $\mathfrak{z} = 2$,

$$x_2 = \frac{(1400 + 12)\,\pi}{2} = 2218^{\text{mm}},$$

$$x_1 = \frac{(1400 - 12)\,\pi}{2} = 2180^{\text{mm}},$$

$$h_2 = \frac{2218^2 \cdot 12}{4 \cdot 1440 \cdot 1400} = 7{,}3^{\text{mm}}, \qquad h_1 = \frac{2180^2 \cdot 12}{4 \cdot 1440 \cdot 1400} = 7{,}1^{\text{mm}}.$$

Die Anzahl der Nietlöcher auf dem Bogen vom Halbmesser r_2 beträgt

$$1 + \frac{x_2}{t} = 1 + \frac{2218}{48} = 47;$$

diejenige auf dem Bogen vom Halbmesser r_1 nehmen wir gleich gross.

Die Längsnähte besitzen je abzüglich der beiden Endnieten

$$\frac{l}{t} - 1 = \frac{1440}{48} - 1 = 29$$

Nieten.

Die Form der zum Schusse 3 gehörigen Tafeln ist ein Rechteck nach Massgabe der Fig. 47, Taf. 3. Anzahl der Nietlöcher, wie soeben für Schuss 1 und 2 festgestellt.

Die genaue Berechnung der Stärke s_1 des nach dem Halbmesser von 1700^{mm} gewölbten Bodens ist mit ganz erheblichen Schwierigkeiten verknüpft. In der Regel verfährt man in der Weise, dass der Boden als Theil einer Hohlkugel vom inneren Durchmesser 3400^{mm} betrachtet und demgemäss gesetzt wird

$$\frac{\pi}{4}\, 340^2 \cdot 5{,}5 = \backsim \pi\, 340\, s_1\, k_z,$$

woraus

$$s_1 = \frac{467{,}5}{k_z}.$$

Bei der Wahl von k_z ist alsdann zu beachten, dass die der Rechnung zu Grunde liegende Anschauung die Beanspruchung namentlich an der Ecke, d. h. da, wo die Kugelwölbung in die cylindrische übergeht, zu gering liefert. Bei den üblichen Formen erscheint es räthlich, mit k_z nicht über 300 bis 400^{kg} zu gehen. Mit dem ersteren Werth ergiebt sich

$$s_1 = \frac{467{,}5}{300} = 1{,}56^{\text{cm}} = \backsim 16^{\text{mm}}.$$

Den Stoss zweier Schüsse des Kesselmantels zeigen die Fig. 48 und 49, Taf. 3. In letzterer Figur sind die Längsnähte um zwei Nietheilungen versetzt.

Würde der im Vorstehenden berechnete Kessel für einen Ueberdruck von $7^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$ zu bauen sein, so ergäbe sich bei einreihiger Vernietung, wenn zunächst $s = 1{,}7^{\text{cm}}$, also $\sigma_z = 300^{\text{kg}}$ geschätzt wird,

$$140 \cdot 7 = 300 \cdot 2\,s$$
$$s = 9{,}8 : 6 = 1{,}63^{\text{cm}},$$

also mit Annäherung zutreffend.

Für zweireihige Ueberlappungsvernietung werde $s = 1{,}1^{\text{cm}}$ geschätzt, womit dann wegen $\sigma_z = 445$ folgt

$$140 \cdot 7 = 445 \cdot 2\,s,$$
$$s = 980 : 984 = 1{,}1^{\text{cm}},$$

also zutreffend. Die Rücksicht auf Abnützung, wie auch diejenige auf die erhebliche Biegungsinanspruchnahme könnte veranlassen, s auf 12 bis 13^{mm} zu erhöhen.

Fig. 50, Taf. 3 zeigt die Verbindung eines flachen, umgebördelten Kesselbodens mit dem Kesselmantel durch den Bord und mit dem Flammrohr durch Winkeleisen.

Zuweilen werden ebene Scheiben als Böden verwendet, wie dies Fig. 51 und 5 erkennen lassen.

Die Verbindung des Flammrohrs mit der Stirnwand kann auch in der durc Fig. 53 wiedergegebenen Weise geschehen.

Flache Böden müssen in der Regel verankert werden, was geschehen kanı durch Längsanker, welche die beiden Stirnböden unmittelbar entlasten, oder dur(Eckanker, welche einen mehr oder minder grossen Theil des auf den Boden wirkend(Flüssigkeitsdruckes in einer gegen die Kesselachse geneigten Richtung auf den Kess(mantel übertragen, oder auch dadurch, dass T-, ⊥- oder ⅃||L-Träger auf d(Boden genietet werden. Hinsichtlich der Entfernung der Verankerungen ist die Ford rung entscheidend, dass die Biegungsanstrengung der ebenen Wandung (unter Uı ständen auch die Formänderung) an keiner Stelle das für zulässig erachtete Ma überschreitet [1]).

---

[1]) Die befriedigende Erfüllung dieser Forderung begegnet bedeutenden Schwierigkeiten in fern, als der Einfluss der Befestigungsweise der ebenen Wandung am Umfange nicht genügend kl gestellt ist und überdies mit eintretender Durchbiegung die Wandung aufhört, eine ebene zu s(und zu einer gewölbten, widerstandsfähigeren wird.

Die Vorschriften des Bureau Veritas (Klassifikation und Bau von Schiffen) 1890 setz für ebene Kesselwandungen Folgendes fest.

Es ist zu wählen:

$$p = \left(\frac{s - 0,15}{e}\right)^2 \frac{K_z}{c} \quad \text{oder} \quad s = 0,15 + e\sqrt{\frac{p\,c}{K_z}} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 2$$

Hierin bedeutet

p den grössten Betriebsüberdruck in $^{kg}/_{qcm}$,

e den Abstand der Stehbolzen oder Anker von einander, die Theilung in cm,

s die Blechstärke in cm,

K_z die Zugfestigkeit des Materials der ebenen Platte in $^{kg}/_{qcm}$,

$c = 1,47$, wenn die Stehbolzen oder Anker in den Platten eingeschraubt und vernietet sind,

$c = 1,146$, wenn sie in den Platten eingeschraubt und aussen mit Mutter versehen sind,

$c = 1,085$, wenn sie in den Platten eingeschraubt und innen sowie aussen mit Muttern u Unterlegscheiben versehen sind, deren Durchmesser wenigstens $0,4\,e$ beträgt; die Stärke d Unterlegscheibe muss hierbei mindestens $^2/_3\,s$ sein, und ist noch zu erhöhen, falls der Dur(messer der Scheiben mehr als 1,5mal den über die Ecken gemessenen Durchmesser d Muttern beträgt,

$c = 0,962$, wenn die Stehbolzen oder Anker zu beiden Seiten der Platte mit Muttern und Unt(legscheiben versehen sind, die äussere Unterlegscheibe mit der Platte vernietet ist und ei Stärke von mindestens $^3/_4\,s$, sowie einen Durchmesser von wenigstens $0,6\,e$ besitzt.

Wenn die Platte an der einen Seite mit Dampf und an der anderen mit den Verbrennung gasen in Berührung kommt, so ist die Stärke derselben zu erhöhen. Für den oberen Theil d Stirnwand von Dampfkesseln gewöhnlicher Konstruktion mit rückkehrender Flamme gilt z. B.

$$p = \left(\frac{s - 0,3}{e}\right)^2 \frac{0,9\,K_z}{c} \quad \text{oder} \quad s = 0,3 + e\sqrt{\frac{p\,c}{0,9\,K_z}} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 2$$

Sind diese Platten durch Flammenbleche geschützt, so ist eine Erhöhung ihrer Stärke nic erforderlich.

Bei hoher Dampfspannung (etwa 10 $^{kg}/_{qcm}$ und darüber) wird empfohlen, Längsanker, a auch Ankerröhren mit Gewinde in die Stirn- bezw. Rohrplatten einzuschrauben, ausserdem d Anker innen sowie aussen mit Unterlegscheiben zu versehen und die Ankerröhren aufzuwalzen u umzubördeln.

Die zulässige Anstrengung von Ankern und Stehbolzen soll nicht überschreiten: bei Schwei eisen 350 $^{kg}/_{qcm}$, wenn geschweisst; 500 ^{kg}, wenn ungeschweisst; bei Flusseisen, welches überhau

Die **Neigung der Eckanker** gegen die Kesselachse wählt man thunlichst gering und sieht darauf, dass die dem Flammrohre zunächst gelegene Befestigungsniete noch wenigstens 200^{mm} von demselben absteht, damit eine gewisse Federung des Bodens erhalten bleibt. Erfolgt die Versteifung der Böden durch aufgenietete Träger, so ist es räthlich, deren Belastung möglichst unmittelbar auf den Kesselmantel zu übertragen, also die Krempe des Bodens nicht oder nur in geringem Masse hierzu heranzuziehen.

Soll Verankerung der Böden vermieden werden, so sind diese gewölbt zu wählen. Fig. 54, Taf. 3 zeigt die Verbindung eines solchen gewölbten Bodens mit dem gewellten Flammrohr.

---

nicht zu schweissen, 600^{kg}; bei Kupfer 300^{kg}. Bei Flusseisen soll das Gewinde nicht scharfkantig, sondern abgerundet an den Schraubenkern sich anschliessen.

Wie Verfasser in seiner Arbeit: „Die Berechnung flacher, durch Anker oder Stehbolzen unterstützter Kesselwandungen und die Ergebnisse der neuesten hierauf bezüglichen Versuche" (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 341 bis 349 und S. 373 bis 381 oder auch „Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Kesselwandungen" Heft 2, Berlin 1894) dargethan, kann die Beanspruchung k_b derartiger Wandungen bei Bildung quadratischer Felder durch die Unterstützung der Anker oder Stehbolzen beurtheilt werden auf Grund der folgenden Gleichungen:

a) bei Befestigung der Anker (Bolzen) nach Fig. 82a

$$p = 3{,}6\left(1 - 0{,}7\frac{d}{e}\right)\left(\frac{s}{e}\right)^2 k_b,$$

Fig. 82a.

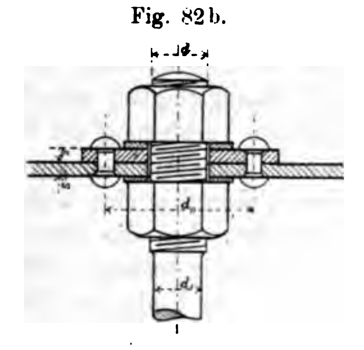


Fig. 82b.

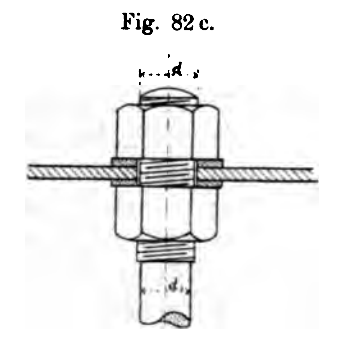


Fig. 82c.

b) bei Befestigung der Anker nach Fig. 82b

$$p = 3{,}6\,\frac{1 - 0{,}7\dfrac{d}{e}}{1 - 1{,}8\dfrac{d}{e}}\left(\frac{s}{e}\right)^2 k_b,$$

c) bei Befestigung der Anker nach Fig. 82c

$$p = \frac{4}{1 - 0{,}9\dfrac{d_n}{e}}\left(\frac{s}{e}\right)^2 k_b,$$

sofern die Stärke s_1 der aufgenieteten Scheibe $0{,}75\,s$ bis s beträgt. Ist s_1 erheblich grösser, so wird die Widerstandsfähigkeit der Wandung durch diese Gleichung zu niedrig angegeben. Dann kann nach Massgabe der Erörterungen an der bezeichneten Stelle verfahren werden, auf welche auch hinsichtlich anderer Einzelheiten verwiesen werden muss.

Die zur Beanspruchung σ_z des Ankers oder Bolzens durch das mit p $^{kg}/_{qcm}$ belastete Feld von der Grösse e^2 ergiebt sich mit Annäherung zu

$$\sigma_z = \frac{e^2 p}{\frac{\pi}{4} d_1^2}.$$

Besitzen die zu versteifenden Wandungen nur einen geringen Abstand von ei ander, so erfolgt die Verankerung durch Stehbolzen, welche in die mit Mutt gewinde versehenen Wandungen eingeschraubt und nach Beseitigung des Gewin an den vorstehenden Enden vernietet zu werden pflegen.

Verbindungen besonderer Art treten bei den Flammrohren auf. Die No wendigkeit zu solchen Konstruktionen ergiebt sich aus der Beanspruchung der Flam rohre durch äusseren Ueberdruck, sowie aus der Verschiedenartigkeit der Tempe turen, welche die einzelnen Kesseltheile im Betriebe annehmen, und den hier verknüpften Ausdehnungen, bezw. eintretenden Spannungen. Das die Feuerung sich enthaltende Flammrohr wird in seinem oberen Theile eine wesentlich höh Temperatur annehmen müssen, als sein unterer Theil; infolgedessen hat es das l streben, sich nach oben zu krümmen. Versuche weisen nach, dass thatsächlich e recht erhebliche Krümmung eintritt. Hierbei wirkt das Rohr auf die Kesselböd welche durch den Mantel, der jedenfalls eine niedrigere Temperatur, wie der ob Theil des Flammrohrs besitzt, in bestimmter Entfernung gehalten werden u. s. Nimmt man hierzu die Veränderlichkeit der Temperatur der an den Wandungen e lang streichenden Heizgase (Oeffnen der Heizthür bei der Beschickung, wobei ka Luft in grösserer Menge eintritt und die Temperatur erheblich sinken muss, hie schliesst sich Wiedererhöhung derselben u. s. f.), das Speisen mehr oder minder kal Wassers u. s. w., so erhellt, dass die einzelnen Kesseltheile fortgesetzt kleine For änderungen erfahren und damit gegeneinander arbeiten; insbesondere wird dies gel von dem Flammrohre gegenüber den Böden. Um hierbei nachtheilige Beanspruchun von erheblicher Grösse sicher fern zu halten, muss dem Flammrohre in Richtu seiner Achse eine gewisse federnde Nachgiebigkeit ertheilt werden.

Die in Fig. 53, Taf. 3 gezeichnete Verbindung der Flammrohrschüsse unter s — Rohre geflanscht mit dazwischen liegendem Stemmringe — ertheilt dem Rol diese Nachgiebigkeit und giebt ihm gleichzeitig eine wirksame Versteifung gegenül dem äusseren Ueberdruck, vorausgesetzt, dass die einzelnen Schüsse nicht zu la sind. Die Nieten sind dem Feuer vollständig entzogen. Bei sachgemässer Herstellu welche Voraussetzung insbesondere für das Umbördeln der Rohrenden gilt, darf Verbindung als eine bewährte angesehen werden.

Bei der in Fig. 56, Taf. 3 dargestellten Verbindung ist ein Hohlring, aus zäh Material (ohne Schweissnaht) gewalzt, eingeschaltet. Die Längsdehnung des Rohres l hier ziemlich freies Spiel; ausserdem wird das Rohr bei entsprechender Beschränku der Länge seiner Schüsse wirksam versteift. In manchen Fällen soll starkes V ziehen der Ringe eingetreten sein.

Besonders ausgeprägt sind die Eigenschaften: federnde Nachgiebigkeit in Ri tung der Rohrachse und grosse Widerstandsfähigkeit gegenüber äusserem Ueb druck vorhanden bei dem Wellrohr (System Fox), Fig. 54, Taf. 3, welches Deutschland von dem Blechwalzwerk Schulz-Knaudt in Essen hergestellt wi Ueber die Abmessungen, in welchen dasselbe bezogen werden kann, findet sich S. 1 das Nöthige angegeben.

Die ausgedehnte Verwendung, welche dieses Wellrohr gefunden, hat auch ande Formen geschweisster Rohre zur Entstehung verholfen: dem schraubenförmig g wellten Flammrohr, welches die Widerstandsfähigkeit der Kesselböden sowie dem gerippten Flammrohr von Purves, Fig. 55, Taf. 3,

Brown & Co. in **Sheffield** erzeugt wird. Bei Würdigung von Versuchsergebnissen, welche für die eine oder andere Art der Flammrohre — gewellt oder gerippt — zu sprechen scheinen oder geltend gemacht werden, ist stets folgender Umstand im Auge zu behalten.

Aus je weniger zähem Material das Rohr hergestellt worden ist, einem um so grösseren Prüfungsdruck — bis zu einer gewissen Grenze hin — wird dasselbe Widerstand leisten, ehe es Eindrückung erfährt, sonst gleiche Umstände vorausgesetzt. Nun ist es aber mit Rücksicht auf die bedeutende Verringerung, welche die für die Betriebssicherheit so werthvolle Zähigkeit des Materials bei der Betriebstemperatur erfährt (vergl. S. 58 u. f.) immer räthlich, möglichst zähes Material zu Flammrohren, jedenfalls zum ersten Theile derselben (zum Feuerbleche) zu verwenden (vergl. S. 41 und 42). Hiernach erscheint es unzulässig, aus einem festgestellten grösseren Prüfungsüberdruck im kalten Zustande ohne Weiteres auf grössere Widerstandsfähigkeit im Betriebe und damit auf die Zulässigkeit grösserer Belastung zu schliessen.

Nach Ansicht des Verfassers ist das Wellrohr, Fig. 54, Taf. 3, dem gerippten Rohr, Fig. 55, Taf. 3, in einer Beziehung, die von erheblichem Werthe erscheint, überlegen. Hierbei seien beide als aus zähem Material gefertigt vorausgesetzt. Wenn im Falle eingetretenen Wassermangels oder im Falle gehinderten Wärmedurchganges eine soweit gehende Erhitzung des Flammrohres stattfindet, dass dasselbe sich einzubauchen beginnt, so hat das bei dem Wellrohr zunächst die Folge, dass sich die Wellen auseinanderziehen. Es ist eine ganz bedeutende Eindrückung möglich, ehe eine grössere Beanspruchung in Richtung der Rohrachse eintritt, wie einzelne Fälle im Betriebe und auch Versuche nachweisen. Anders liegt die Sache bei dem gerippten Rohre, dessen Stärke nach der Mittelebene der Rippe hin auf reichlich 25 mm steigt. Hier stellen sich — das nur wenig nachgiebige Rohr ist an den Stirnseiten festgehalten — mit beginnender Einbauchung sehr bedeutende Längsspannungen (in Richtung der Rohrachse) ein und führen zu einem Reissen quer zur Rohrachse.

Die Gefahr, dass nach weit vorgeschrittener Einbauchung ein Längsriss seitlich da eintritt, wo die Abbiegung am stärksten ist und wo vielleicht ein Materialfehler — etwa infolge des Schweissens — vorliegt, ist bei beiden Rohrarten gleich gross. Wird die Schweissnaht nach unten gelegt, so entfällt die Begünstigung für die Entstehung eines solchen Risses.

Von dem soeben erörterten Gesichtspunkte aus erscheinen, nachdem einmal eine zur Einbauchung führende Erhitzung des Rohres einzutreten begonnen hat, alle diejenigen Verbindungen als die besseren, welche hierbei weniger rasch bedeutende, zum Bruche führende Längsspannungen auftreten lassen.

In neuerer Zeit gelangt auch die Verbindung Fig. 57, Taf. 3 zur Ausführung; bei genügender Höhe der Abkröpfung (etwa 50 mm) versteift sie das Rohr wirksam, bei gleicher Rohrlänge allerdings in beschränkterem Masse als die Verbindungen Fig. 53 und Fig. 56, und verleiht ihm auch eine gewisse federnde Nachgiebigkeit in Richtung der Achse, entzieht überdies die Nieten der grössten Hitze. Die Verbindung Fig. 58, Taf. 3 thut das Letztere nicht, ebenso wenig ist ihr die bezeichnete Nachgiebigkeit eigen. Dagegen befriedigt sie hinsichtlich der Wirksamkeit als Versteifung.

Versteifungen der gewöhnlichen, nach Fig. 50, Taf. 3 miteinander verbundenen

Flammrohrschüsse werden auch in der Weise vorgenommen, dass man Ringe aı Winkeleisen, Fig. 59, Taf. 3 (Schenkelbreite 75 bis 80^{mm}, Schenkelstärke 12 b 13^{mm}) oder aus Flacheisen (Hochkant), Fig. 60, Taf. 3, aufsetzt. Dabei muss ei Abstand von mindestens 25^{mm} vom Rohre eingehalten werden, damit auch dann, wen sich Kesselstein ansetzt, noch Wasser zwischen Rohr und Ring verbleibt. Bei nach träglicher Anordnung der Versteifung wird der Ring in zwei stumpf zusammen zustossenden Hälften in das Kesselinnere eingebracht und die senkrechten Schenk an den Verbindungsstellen beiderseits überlascht. Zur Wirksamkeit der Versteifunge Fig. 59 und 60, Taf. 3 gehört, dass die Entfernung der Nieten, welche den Ve steifungsring mit dem Flammrohr verbinden, genügend klein ist, um auch tha sächlich die Kreisform des Rohres, soweit sie vorhanden, an der Versteifungsstel nach Möglichkeit aufrecht zu erhalten. Eine Entfernung von 150 bis 200^{mm}, w häufig angegeben wird, erscheint von diesem Gesichtspunkte aus als entschieden gross, ganz abgesehen davon, dass die Belastung, welche hierbei auf eine Niete komı viel zu bedeutend ausfällt. Nur bei sehr grossen Rohrweiten scheint 150^{mm} nc zulässig, bei kleineren bildet diese Entfernung thatsächlich die Einleitung zu eiı Ueberführung der Kreisform in diejenige eines Vielecks. Ausserdem verdient nc folgende Erwägung Beachtung. Unter Einwirkung des Ueberdruckes wird das Ble in der Mitte zwischen zwei Versteifungen sich etwas einbauchen, wie durch Fig. (Taf. 3 in übertriebenem Masse gestrichelt dargestellt ist, natürlich immer da, wo dur Abweichungen von der Kreisform oder sonst aus einem Grunde die meiste Veranlassu dazu gegeben ist. Diese links gelegene Einbauchung der einen Seite, welche zunäcl lediglich eine elastische sein kann, hat, da im Allgemeinen an derselben Stelle recl nicht eine gleiche Formänderung vorhanden sein wird, eine Biegungsinanspruchnahı der Nieten des Versteifungsringes zur Folge. Springt infolgedessen der Nietkopf a so hört die Versteifung an dieser Stelle auf und die Gefahr des Eindrückens wäcl ganz bedeutend. Die Sachlage ist dann nahezu derart, als ob der Versteifungsriı überhaupt nicht vorhanden wäre.

Aus alledem ergiebt sich, dass die Nieten eng gesetzt werden müssen, soll c Versteifung thatsächlich eine ähnlich wirksame sein, wie bei den Konstruktion Fig. 53 und 56, Taf. 3. Damit aber wächst die Wahrscheinlichkeit, dass die eng für den Wasserumlauf verbleibenden Querschnitte zwischen Rohr, Versteifungsriı und Nietenhülle (Stehbolzen) sich rasch mit Kesselstein vollsetzen. Hiernach müss die Versteifungen nach Fig. 59 und 60 als solche bezeichnet werden, welche in d Regel nicht, sondern nur da angewendet werden sollen, wo man zu ihrer Benützuı gewissermassen gezwungen ist.

Der Querschnitt der Versteifungsringe muss zur Auffangung der vom Flamı rohre durch die bezeichneten Nieten auf ihn zu übertragenden Kräfte ausreiche sein. Das gilt sinngemäss für sämmtliche Versteifungskonstruktionen.

In allen Fällen ist festzuhalten: Nieten im Feuerraum sind zu vermeiden; c einzelnen Schüsse sollen so verbunden werden, dass die Heizgase da, wo sie no eine sehr hohe Temperatur besitzen, nicht gegen die Nietnaht stossen und keine A häufung von Eisenmassen vorfinden, wie es z. B. der Fall sein würde, wenn in Fig. und 60, Taf. 3 der Versteifungsring unmittelbar auf das Rohr aufgesetzt würde. A solchen Stellen tritt alsdann eine die Betriebssicherheit mehr Wärmestauung ein.

β. Berechnung der Wandstärke der Flammrohre.

Die Flammrohre sind äusserem Ueberdrucke ausgesetzt, welcher — im Gegensatze innerem Ueberdruck — bestrebt ist, jede Abweichung von der Kreisform zu verössern, also darauf hinwirkt, die Rohre einzubauchen, ein- oder zusammenzudrücken. Derselben Einwirkung können auch die äusseren Kesselmäntel unterliegen, mlich dann, wenn der Kessel erkaltet, sodass in ihm eine Pressung vorhanden ist, lche sich nur wenig von Null unterscheidet, während ausserhalb der Atmosphärenıck herrscht.

Verfasser setzt für Flammrohre

$$= \frac{p\,d}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{1}{1 + \frac{d}{l}}}\right) = \frac{p\,d}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{l}{l + d}}\right), \quad 221$$

ırin bedeutet

p den äusseren Ueberdruck, d. h. den grössten zulässigen Betriebsüberdruck, in $^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$,

s die Wandstärke des Rohres in cm,

d den Durchmesser desselben in cm, und zwar streng genommen den äusseren; doch ist es meist bequemer und bei dem verhältnissmässig geringen Werthe von s auch zulässig, für d den inneren Durchmesser einzuführen,

l die Länge des Rohres in cm, zutreffendenfalls den in Betracht kommenden Abstand der wirksamen Rohrversteifungen (vergl. S. 159),

a eine Zahl, welche zunächst davon abhängt, ob das Rohr mit mehr oder minder grosser Vollkommenheit die kreiscylindrische Form besitzt, und zwar derart, dass bis zu einer gewissen Grenze hin a um so kleiner in die Rechnung einzuführen ist, je weniger das Rohr von dieser Form abweicht. Bei absolut genau kreiscylindrischer Form — angenommen, dass deren Herstellung möglich sei — und unter der Voraussetzung, dass andere Einwirkungen als die am ganzen Umfange gleiche Flüssigkeitspressung nicht thätig sind (in dieser Hinsicht vergl. das Folgende), würde $a = 0$ gesetzt werden dürfen.

Es kann gewählt werden

$a = 100$ für Rohre mit einfach überlappter Längsnaht, bei Stärken von etwa 12 bis 13^{mm} an zweireihig genietet, unter der Bedingung, dass bei Herstellung der Kreisform mit der in guten Werkstätten üblichen Sorgfalt gearbeitet wird;

$a = 80$ für Rohre, deren Längsnaht geschweisst oder stumpf gestossen und innen wie aussen gelascht ist, in beiden Fällen unter der soeben ausgesprochenen, die Kreisform betreffenden Bedingung. Sind solche Rohre kurz, so wird sich diese Voraussetzung vollkommener erfüllen lassen, als bei grösserer Länge; infolgedessen dann mit a noch etwas unter 80 gegangen werden darf.

Bei vorzüglicher Arbeit, namentlich hinsichtlich der genauen kreiscylindrißen Form kann unter Umständen a noch kleiner gewählt werden. Dabei ist jedoch ht ausser Acht zu lassen, dass die Inanspruchnahme eines Flammrohres im Betriebe ıt bloss durch den äusseren Ueberdruck erfolgt, sondern dass auch andere Einflüsse ı äussern, insonderheit, dass die Erwärmung, die bei Flammrohren eine stark einige zu ... bliche Formänderungen und Spannungen, selbst

Einbeulungen — ohne dass Wassermangel oder Ueberschreitung der höchstens zulässi Betriebsspannung stattgefunden — im Gefolge haben kann; die letzteren nament dann, wenn das Wasser, welches in den Kessel gespeist wird, unrein und die Heizflä an den gefährdeten Stellen zu stark angestrengt wird, d. h. wenn die Wärmemei die an diesen Stellen in die Rohrwandung übertritt, eine so grosse ist, dass (unzulässige Wärmestauung daselbst stattfindet (vergl. auch den Schluss der Fı bemerkung S. 162). Die im Vorstehenden gegebenen Zahlenwerthe der Gl. 2 welche sich in Uebereinstimmung mit bewährten, bis $d = 1750^{mm}$ reichenden A führungen befinden, schliessen die gewöhnlich auftretenden Einflüsse dieser Art ber in sich. Sind diese Einflüsse besonders gering (reines Speisewasser, Betrieb den dass örtliche Ueberanstrengung der Heizfläche — wie bezeichnet — nicht eintre kann, ausreichende Elasticität der Stirnböden des Kessels und der Verbindungen einzelnen Flammrohrenschüsse), so kann α wohl erheblich kleiner genommen werd falls die erforderliche Vollkommenheit der Kreisform des Rohres vorhanden ist.

Handelt es sich um Kessel, deren Flammrohre besonders starker Abnützı unterworfen sind, so ist die aus Gl. 221 ermittelte Stärke um einen der zu erwart den Abnützung entsprechenden Betrag zu vergrössern. Wird derselbe mit c bezeichı so geht Gl. 221 über in

$$s = \frac{p\,d}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{1}{1 + \frac{d}{l}}}\right) + c = \frac{p\,d}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{l}{l+d}}\right) + c \quad . \quad . \quad 221$$

[1]) Die hervorragende Bedeutung, welche einer Vorschrift für die Stärke der Flammrohre Dampfkesseln innewohnt, namentlich angesichts der grossen, auch auf Menschenleben sich streckenden Verantwortlichkeit, lässt es angezeigt erscheinen, im Nachstehenden das Material sammenzustellen, welches aus den letzten 4 Jahrzehnten auf diesem Gebiete zur Vorlage gelangt

Vorhandene Gleichungen zur Berechnung der Wandstärke von Flammrohren.

In Preussen galt früher die behördliche Vorschrift

$$s = 0{,}0067\,d\,\sqrt[3]{p} + 0{,}13 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

Bezeichnungen wie oben bei Gl. 221.

Fairbairn stellte (1858) auf Grund seiner Versuche mit Rohren, welche äusserem Ue druck ausgesetzt waren, bis sie eingedrückt wurden, die Gleichung

$$p = 806300\,\frac{s^{2,19}}{l\,d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

auf (Transactions of the Royal Society, 1858, oder auch Fairbairn, Useful Information for gineers, second series, second edition, London 1867). Hierin bezeichnet: d den Durchmesser Flammrohres, s die Wandstärke je in engl. Zollen, l die Länge in engl. Fussen, p den äuss Ueberdruck, welcher das Eindrücken oder den Bruch des Rohres herbeiführt, in engl. Pfund den Quadratzoll. Fairbairn bemerkt von dieser Gleichung ausdrücklich: „which is the gen formula for calculating the strength of wrought-iron tubes subjected to external pressure, wit the limits indicated by the experiments; that is provided their length is not less than 1,5 f and not greater probably than 10 feet" u. s. w.

Die Versuchsergebnisse betreffen:

6 Rohre	$d = 4''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 19$ bis $60''$,	2 Rohre	$d = 9''$,	$s = 0{,}14''$,	$l = 37''$,
6 „	$d = 6''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 29$ „ $59''$,	2 „	$d = 8''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 30$ und
3 „	$d = 8''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 30$ „ $40''$,	4 „	$d = 4''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 15$ bis (
2 „	$d = 10''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 30$ und $50''$,	1 Rohr	$d = 15''$,	$s = 0{,}125''$,	$l = 21''$,
3 „	$d = 12''$,	$s = 0{,}043''$,	$l = 30$ bis $60''$,	1 „	$d = 15^3/_{16}$—$15^5/_8''$,	$s = 0{,}125''$,	$l =$
1 Rohr	$d = 18^3/_4''$,	$s = 0{,}25''$,	$l = 61''$,	1 „	$d = 14^1/_2$—$14^{11}/_{16}''$,	$s = 0{,}125''$,	$l =$

Bei bedeutenderen Wandstärken ist eine solche Hinzufügung in der Regel nicht nothwendig; im Falle kleinerer Werthe von s (etwa 10^{mm} und weniger) dagegen, bei welchen Wandstärken eine gewisse Abnützung einen verhältnissmässig grossen Einfluss äussert,

---

Ausserdem wurden noch 2 elliptische Rohre geprüft, welche für die Gl. II nicht in Betracht kommen.

Wie ersichtlich, erstrecken sich die Versuche zum grössten Theil auf verhältnissmässig sehr schwache Rohre und zwar besitzen

26 Rohre	eine Wandstärke	von	0,043″	= 1,1 mm
3 „	„ „	„	0,125″	= 3,2 „
2 „	„ „	„	0,14″	= 3,5 „
1 Rohr	„ „	„	0,25″	= 6,35 „

Die geringste Stärke, welche bei den Flammrohren nach heutigem Stande zugelassen zu werden pflegt, beträgt 7^{mm}; ausgeführt finden sich — soweit die eigene Erfahrung des Verfassers reicht — Flammrohre mit Wandstärken bis 24^{mm}.

Auch die Durchmesser der Versuchsrohre sind gering zu nennen gegenüber den üblichen Ausführungen, welche bei etwa 600^{mm} beginnen und in Einzelfällen bis 1750^{mm} hinauf reichen. Es bleiben demnach die Wandstärken und die Durchmesser der Versuchsrohre ziemlich weit unterhalb des Gebietes, auf dem die zur Ausführung gelangenden Grössen liegen.

Dazu kommt ferner, dass die geprüften Rohre bei der Untersuchung sich unter Verhältnissen befanden, die nicht ganz denjenigen entsprechen, welchen ein Flammrohr in Wirklichkeit ausgesetzt ist; wobei zunächst ganz abgesehen werden soll von dem Einflusse der überdies mehr oder minder einseitigen Erwärmung.

In einem gusseisernen Cylinder von 28″ engl. Durchmesser, 8′ engl. Länge und 2″ engl. Wandstärke, Fig. 62, Taf. 3, dem das Druckwasser durch eine Presspumpe zugeführt wird, befindet sich das dem Versuche zu unterwerfende Rohr. Dasselbe, an den Enden durch eingenietete und verlöthete Gusseisendeckel abgeschlossen, steht mit dem Boden des äusseren Cylinders durch eine Stange und mit dem Deckel desselben durch ein $2^1/_2$zölliges Rohr behufs Auslassung der Luft beim Zusammendrücken in fester Verbindung.

Inwieweit hierdurch die Böden des untersuchten Rohres beim Eintritt des Ueberdrucks gehindert wurden, sich einander zu nähern, kann ohne Kenntniss der Ausführungseinzelheiten nicht mit Sicherheit beurtheilt werden. Es steht zu vermuthen, dass Fairbairn sich täuschte, wenn er annahm: „the ends were securely fixed to unyielding discs and rigidly kept apart to prevent their approaching one another". Je nach der Kraft, mit welcher die auf dem Deckel des gusseisernen Hohlcylinders ruhende Dichtungsmutter angezogen wurde, unter Umständen auch, je nach der Lage, welche die unterhalb dieser Deckel befindliche Mutter besessen haben wird, sowie je nach der Formänderung des gusseisernen Hohlcylinders, seiner Theile u. s. w. wird die resultirende Kraft, welche in Richtung der Achse auf das Versuchsrohr gewirkt hat (Flüssigkeitspressung eingeschlossen), eine sehr verschiedene gewesen sein können. Sie kann — abgesehen von der Verschiedenheit in der Grösse — in dem einen Falle ziehend, in dem anderen drückend thätig gewesen sein.

Abweichend von der eben beschriebenen Anordnung wurden auch einige der Versuche in anderer Weise durchgeführt: Verbindung der Böden des Versuchsrohrs durch eine Stange, Weglassung der Verbindung des Versuchsrohrs mit Boden und Deckel des gusseisernen Hohlcylinders.

Gl. II geht für l, d, s in Millimeter und für p in Atmosphären (angenähert Kilogramm-Quadratcentimeter) über in

$$p = 367\,937 \frac{s^{2,19}}{l\,d} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{III}$$

Grashof (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1859, S. 234 u. f.), von den Fairbairnschen Versuchen diejenigen auswählend, welche ihm am zutreffendsten erschienen (21 an der Zahl), hat mittelst der Methode der kleinsten Quadrate die empirische Formel

$$p = 7790 \frac{s^{2,315}}{l\,d^{1,278}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{IV}$$

kann eine derartige Ergänzung weniger selten sich als räthlich erweisen. Unt $s = 7^{mm}$ pflegt bei Dampfkesseln überhaupt nicht gegangen zu werde sodass $s = 7^{mm}$ zu wählen ist, wenn Gl. 221, bezw. Gl. 221a weniger als 7^{mm} liefer

Die vom internationalen Verbande der Dampfkesselüberwachungsvereine 189 berufene und mit der Aufstellung neuer Vorschriften über die Stärke der Damp kesselwandungen betraute Kommission hat in ihrer Schlussberathung am 23. un 24. April 1891 die Gl. 221a als Grundlage der Wandstärke der Flammrohre an genommen und sich hierbei für

$c = 1{,}5^{mm}$ bei p bis 5^{kg}, $c = 1^{mm}$ bei $p = 6^{kg}$, $c = 0{,}5^{mm}$ bei $p = 7^{kg}$

und $c = 0$ bei höheren Pressungen entschieden. Es entspricht dies dem Umstand

---

abgeleitet, giltig für d und l in Centimeter, s in Millimeter und p die (Eindrückungspressung) i Atmosphären.

In Anbetracht, dass die Blechstärke bei den meisten Versuchen $1{,}1^{mm}$ betrug, hat Gra hof noch eine zweite Gleichung abgeleitet, welche vorzugsweise die Ergebnisse mit den stärker Rohren (3,2 bis $6{,}35^{mm}$) berücksichtigt. Er legte hierbei die folgenden Versuche zu Grunde:

1 Versuch	$d = 18^3/_4''$	$s = 0.25''$ ($6{,}35^{mm}$)	$l = 61''$	$p = 420$	Pfund/Quadratzoll
2 Versuche	$d = 9''$	$s = 0{,}14''$ (3,5 „)	$l = 37''$	$p = 262$	„ (überlappt)
				$p = 378$	„ (gelascht)
1 Versuch	$d = 14^5/_8''$	$s = 0{,}125$ (3,2 „)	$l = 60''$	$p = 125$	„
1 „	$d = 4''$	$s = 0.043$ (1,1 „)	$l = 60''$	$p = 43$	„

und betrachtet die beiden Versuche mit $d = 9''$ als einen, welcher $p = \frac{262 + 378}{2} = 320$ liefert habe. Das Ergebniss ist

$$p = 325 \frac{s^{2{,}081}}{l^{0{,}564}\, d^{0{,}869}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

Während Fairbairn und Grashof aus der grossen Masse der Fairbairn'schen Versu ergebnisse die Widerstandsfähigkeit des Rohres gegenüber äusserem Ueberdruck übereinstimm umgekehrt proportional der ersten Potenz von l annehmen (s. Gl. II, III, bezw. IV), gelangt h nach Grashof bei Berücksichtigung vorzugsweise der weniger schwachen Bleche da an Stelle der ersten Potenz der Länge l zu setzen $l^{0{,}564}$, d. i. angenähert $\sqrt{l}$.

Sodann hat der französische Ingenieur Love (Civilingenieur 1861, S. 237 u. f.) in den Mém de la Société des Ingénieurs civils eine Bearbeitung der Fairbairn'schen Versuchsergebnisse nied gelegt und auf Grund derselben die Gleichung

$$p = \frac{k s^2 + l s\,(5 s - 1{,}75)}{0{,}0078\, l d} = 512820 \frac{s^2}{l d} + 641 \frac{s^2}{d} + 224 \frac{s}{d}, \quad . \quad . \quad . \quad .$$

giltig für d, l, s in cm, aufgestellt. Die Zahlenkoeffizienten ergeben sich mit $k = 4000$.

Auf Veranlassung von Reuleaux bildete sich 1869 eine Kommission des Vereines „Hütt mit der Aufgabe, aus den Fairbairn'schen Versuchen eine möglichst richtige und bequeme Form abzuleiten. (Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbefleisses in Preussen 18 S. 115 u. f.) Dieselbe nahm das Gesetz der Love'schen Beziehung an und gelangte zu

$$p = 376721 \frac{s^2}{l d} + 1160 \frac{s^2}{d} - 93 \frac{s}{d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

1881 trat Thomas J. Richards (Engineer 1881, 1. Halbjahr, S. 429 und S. 426) auf Gru von neueren an verschiedenen Orten und unter verschiedenen Verhältnissen mit 5 wirklichen Flam rohren vorgenommenen Versuchen in eine Erörterung der Frage ein, und stellte hierbei insbesond fest, dass die Fairbairn'sche Gl. II für die Pressung p wesentlich höhere Werthe liefert, als di Versuche thatsächlich ergaben; dass also die Sicherheit von Rohren in Wirklichkeit weit gering ist, als Gl. II vermuthen lässt. Wehage, welcher hierüber in Dingler's Polyt. Journal 18 Bd. 242, S. 236 u. f. nach der bezeichneten Quelle berichtet, hat sich der Mühe unterzogen, betreffenden Zahlen in Metermass umzurechnen und in Vergleich mit den bekannten Formeln stellen. Hiernach ergiebt sich Folgendes, wobei die 5 Flammrohre mit A bis E bezeichnet sei

dass bei den Pressungen bis etwa $7^{kg}/_{qcm}$ und den üblichen Flammrohrdurchmessern eine vergleichsweise reichlichere Bemessung der Wandstärke möglich ist, als bei höheren Pressungen. Der genannte Verband selbst hat diese Vorschläge seiner

---

	A	B	C	D	E
Längsnaht	überlappt	überlappt	geschweisst	geschweisst	gelascht
Bemerkung	bereits gebraucht	bereits gebraucht	—	Beule von 6 mm Tiefe schon vorher	—
Versuchsort	Schiffswerft von Earle in Hull		Greenock	Leeds	Engineer-in-Chief, United States Navy.
Versuchsleiter	Platten und Seaton.		—	—	
Mittlerer Durchmesser	1127	939	965	965	1371 mm
Länge	978	2743	2185	2134	914 „
Wandstärke	8,7	13,5	12,7	9,5	6,35 „
Pressung beim Zusammendrücken des Rohres beobachtet	14,1	18,3	31,6	13,2	9,0 $^{kg}/_{qcm}$
Gl. II oder III (Fairbairn) würde liefern	38,3	42,5	45,6	24,7	16,8 „
Gl. IV (Grashof)	29,6	36,5	38,5	20,5	11,8 „
„ V (Grashof)	34,5	56,1	54,9	30,6	15,5 „
„ VI (Love)	38,5	45,2	47,0	26,5	17,3 „
„ VII (Hütte)	33,2	47,7	48,0	26,6	15,1 „
„ VIII (Wehage)	14,0	18,3	31,6	15,5	9,0 „
„ IX (Wehage)	14,3	18,2	30,8	15,4	9,2 „
„ X (Wehage)	13,9	22,4	28,7	19,75	9,5 „

Wehage stellt sodann für die 5 Rohre A bis E gleichzeitig 3 Gleichungen auf:

$$p = 60360 \frac{s^{2,56}}{l\,d}, \text{ bezw. } 99600 \frac{s^{2,56}}{l\,d}, \quad \ldots \ldots \quad \text{VIII}$$

$$p = 70000 \frac{s^2 \sqrt{s}}{l\,d}, \text{ bezw. } 113000 \frac{s^2 \sqrt{s}}{l\,d}, \quad \ldots \ldots \quad \text{IX}$$

$$p = 90000 \frac{s}{d} \sqrt[3]{\frac{s}{d\,l}}, \text{ bezw. } 120000 \frac{s}{d} \sqrt[3]{\frac{s}{d\,l}}, \quad \ldots \ldots \quad \text{X}$$

wobei der kleinere Zahlenwerth für überlappt genietete Rohre, der grössere für geschweisste oder überlaschte gilt. d, l, s sind in Millimeter einzuführen, p ergiebt sich in Kilogramm-Quadratcentimeter.

Naturgemäss ist die Uebereinstimmung eine weit bessere. Wehage weist übrigens selbst darauf hin, dass die Ergebnisse dieser fünf nichts weniger als gleichartigen Versuche schlecht geeignet sind, neue Formeln aufzustellen oder die alten zu berichtigen.

Der internationale Verband der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine gab 1885 in den „Hamburger Normen“ die Vorschrift: „Glatte Flammrohre sollen die genügende Wandstärke gegen Eingedrücktwerden besitzen ohne Rücksichtnahme auf Versteifungen“ und bezeichnete die Formel

$$s = 0{,}0018\,d\,p + 0{,}4 \quad \ldots \ldots \quad \text{XI}$$

als dieser Grundbedingung entsprechend. In Gl. XI ist die Wandstärke s, sowie der Rohrdurchmesser d in Centimeter, und der höchstens zulässige Betriebsüberdruck p in Kilogramm-Quadratcentimeter einzuführen.

Im Schiffsbau gelangt seit längerer Zeit die der Fairbairn'schen Formel II unter Ersetzung des Exponenten 2,19 durch 2 nachgebildete, übrigens auch bereits von Fairbairn selbst angeführte Gleichung

$$s = \sqrt{\frac{p\,d\,l}{c}}, \quad \ldots \ldots \quad \text{XII}$$

unter Umständen durch eine kleine der Abnützung Rechnung tragende Grösse ergänzt, zur Verwendung. So giebt z. B. „Bureau Veritas“ in den „Vorschriften für die Klassifikation und

Kommission am 18. Juni 1891 einhellig zu den seinigen gemacht (**Hamburger Normen 1891**).

---

den Bau von Schiffen aus Stahl oder Eisen" 1890, die Gl. XII, worin bezüglich der Grössen $s\,d$, sowie p das soeben zur Formel XI Bemerkte gilt, und l die Länge des Feuerrohres in Centimeter, zutreffendenfalls die Entfernung zwischen zwei Versteifungsringen bezeichnet:

$c = 58\,800$ für Rohre mit geschweissten oder stumpfgestossenen und überlascht genieteten Längsnähten, sowie für Rohre, welche bei doppelter Vernietung derartig gekröpft überlappt sind, dass die Kreisform des Rohrquerschnittes gewahrt bleibt;

$c = 50\,400$ für Rohre mit einfach überlappter Längsnaht, oder für Rohre, welche aus sonstigen Gründen Unvollkommenheit in der Kreisform besitzen.

Diese Zahlenwerthe dürfen bei Verwendung besonders vorzüglichen Materials um 20% vergrössert werden, was einer Verminderung von s um rund 10% entspricht.

Beurtheilung der Gleichungen I bis XII.

Die Anforderungen, welche an eine rationelle Vorschrift für die Wandstärke von Flammrohren gestellt werden müssen, ergeben sich aus den nachstehenden Erwägungen.

A. Einfluss der Länge.

1. Die Ergebnisse der Fairbairn'schen und sonstiger Versuche, die Erfahrung, sowie einfache Ueberlegung lehren, dass unter sonst gleichen Umständen ein Flammrohr sich um so widerstandsfähiger erweist, je kürzer es ist. Dieser Einfluss ist innerhalb gewisser, von den Verhältnissen abhängiger Grenzen ein sehr erheblicher.

Eine **allgemeine** Vorschrift, welche stillschweigend oder ausdrücklich von demselben absieht, muss deshalb als unrationell bezeichnet werden.

Das gilt für Gl. I (Vorschrift des preussischen Kessel-Regulativs) und für Gl. XI (Verbandsformel 1885).

2. Hinsichtlich des **gesetzmässigen Zusammenhanges**, in welchem die Rohrlänge zu den übrigen Grössen stehen muss, lässt sich Folgendes feststellen.

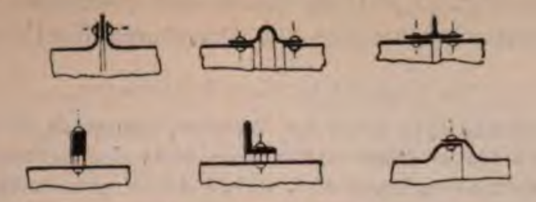
a) Denken wir uns ein Flammrohr von einem gewissen Durchmesser d, etwa 800^{mm}, und einer gewissen Länge l, etwa 1000^{mm}, so wird die unterstützende Wirkung, welche die Befestigung an den Enden des Rohres auf die Widerstandsfähigkeit des Letzteren äussert, eine ganz bestimmte sein. Lassen wir jetzt l wachsen, so wird diese Unterstützung der Widerstandsfähigkeit immer mehr abnehmen und bald verschwindend klein werden; mathematisch gesprochen heisst das: für $l = \infty$ muss der Einfluss von l aus der Vorschrift für die Wandstärke verschwinden. In Wirklichkeit wird derselbe schon lange vor $l = \infty$, d. h. im vorliegenden Falle sicher schon bei etwa $l = 4$ bis 5^{m} praktisch bedeutungslos geworden sein (wie man sofort erkennt, wenn man sich das Rohr aufzeichnet), sodass also eine rationelle Gleichung für die Wandstärke der Flammrohre denselben oder fast genau denselben Werth zu liefern hat, gleichgiltig ob $l = 5^{\text{m}}$, 10^{m} oder 100^{m} eingeführt wird.

Die Gl. II, III (Fairbairn) ergeben nach Einführung eines Sicherheitskoeffizienten $\mathfrak{S}$

$$s = \sqrt[2{,}19]{\frac{d\,l\,p}{806\,300}}\,\mathfrak{S}, \text{ bezw. } \sqrt[2{,}19]{\frac{d\,l\,p}{367\,937}}\,\mathfrak{S}.$$

Je grösser hiernach l, um so stärker wird das Rohr. Denken wir uns, statt $\sqrt[2{,}19]{\ }$, einfach die Quadratwurzel gesetzt, was praktisch und auch für unsere grundsätzliche Erörterung zulässig ist, so wird für gewisse Grössen d und p bei $l = 50^{\text{cm}}$ ein bestimmter Werth s sich ergeben, bei $l = 200^{\text{cm}} = 4 \,.\, 50^{\text{cm}}$ würde s doppelt so gross, bei $l = 450^{\text{cm}} = 9 \,.\, 50^{\text{cm}}$ dreimal so gross, bei $l = 800^{\text{cm}} = 16 \,.\, 50^{\text{cm}}$ viermal so gross ausfallen u. s. w. Allgemein wird die Fairbairn'sche Gleichung für $l = \infty$ und zwar selbst für sehr kleine, jedoch von Null verschiedene Werthe von d und p die Wandstärke unendlich gross liefern. In der Form Gl. II, III ergiebt sie bei $l = \infty$ $p = 0$, d. h. ein noch so starkes Rohr soll selbst einem ganz geringen Ueberdruck nicht widerstehen können, wenn es nur lang genug gemacht wird!

Als wirksame Rohrversteifungen gelten die Konstruktionen



vorausgesetzt, dass ihre Abmessungen entsprechende sind, wozu bei der zuletzt angegebenen eine Abkröpfung von etwa 50^{mm} gehört.

Zu denselben Ergebnissen führt die Betrachtung der Gl. IV, V (Grashof), Gl. VIII bis X (Wehage), Gl. XII (Veritas).

Die Beziehungen VI und VII verhalten sich in dieser Hinsicht der Wirklichkeit entsprechender.

b) Stellen wir uns jetzt vor, dass l von 1000^{mm} an abnimmt, so wird die unterstützende Wirkung der Rohrenden wachsen und zwar derart, dass wenn l genügend klein geworden ist, überhaupt kein Eindrücken, noch viel weniger ein Zusammendrücken mehr in Frage kommen kann, sondern nur die einfache Inanspruchnahme auf Druck, d. h. für genügend kleine Werthe von l wird die Vorschrift identisch werden müssen mit der Gleichung

$$p\,d = 2\,s\,k$$

$$s = \frac{p}{2\,k}\,d \text{ oder } p = 2\,k\,\frac{s}{d},$$

worin k die zulässige Druckanstrengung bedeutet.

Für sehr kleine Rohrlängen liefert die Fairbairn'sche Gl. II oder III auch nach Einführung eines Sicherheitskoeffizienten ausserordentlich grosse Werthe von p oder sehr kleine Wandstärken, welche unterhalb der soeben bestimmten Grenze $s = d\frac{p}{2\,k}$ liegen. Gleich verhalten sich die Beziehungen IV, V; VI, VII; VIII, IX und X, sowie XII; infolgedessen allen diesen Vorschriften die weitere Forderung hinzugefügt werden muss, dass überdies die zulässige Druckbeanspruchung des Materials, namentlich in den Niet- oder Schweissnähten in keinem Falle überschritten werden darf.

c) Denken wir uns 2 Rohre von gleicher Länge, etwa 1000^{mm}, das eine 800^{mm} Durchmesser, das andere 100^{mm} Durchmesser, so erkennen wir nach Aufzeichnung sofort, dass während im ersteren Falle die unterstützende Wirkung, welche die Befestigung an den Enden des Rohres auf die Widerstandsfähigkeit des Letzteren äussert, eine erhebliche ist, sie im zweiten Falle gleich Null erachtet werden muss. Hieraus erhellt, dass es nicht auf die absolute Länge, sondern auf das Verhältniss derselben zum Durchmesser, also auf $d : l$ ankommt.

Es muss demnach auch dieses Verhältniss sein, welches in der Vorschrift aufzutreten hat.

B. Einfluss der Vollkommenheit der Kreisform.

Auch hier lehren Versuchsergebnisse, Erfahrung und einfache Ueberlegung, dass die Widerstandsfähigkeit eines Flammrohres unter sonst gleichen Umständen bis zu einer gewissen Grenze hin eine um so grössere ist, je vollkommener es die genaue Kreiscylinderform besitzt.

Dementsprechend muss eine gute Regel hierauf Rücksicht nehmen. Thut die Vorschrift das nicht, so wirkt sie mittelbar darauf hin, dass weniger Werth auf die Annäherung an die vollkommene Kreisform gelegt, d. h. dass schlechter gearbeitet wird, als es sonst geschehen würde.

Das trifft insbesondere die erst 1885 aufgestellte Vorschrift Gl. XI. Sie liefert unter Umständen ganz unbrauchbare Werthe. Thatsächlich hat man sich über ihre Unvollkommenheiten da, wo dieselben beengend wirkten, einfach dadurch hinweggeholfen, dass man sich nicht an die Vorschrift kehrte, sondern die Abmessungen wählte, wie man sie für recht hielt.

Hinsichtlich des Werthes der einzelnen Versteifungen sei auf S. 150 u. f. verwiesen; diejenigen der Fig. 59 und 60, Taf. 3, sind entschieden minderwerthig.

Diejenigen Rohrstrecken, welche von Querröhren (**Gallowayröhren**, Fig. 63,

---

C. Gleichung des Verfassers.

Die vorstehenden Erwägungen haben den Verfasser, namentlich bei Gelegenheit der Durchführung der Versuche mit Platten (1889) lebhaft beschäftigt: eine rechteckige, durch Flüssigkeitsdruck belastete Platte, welche eingebogen wird, verhält sich in gewisser Hinsicht eben ähnlich wie ein Flammrohr, das Eindrückung erfährt. Sie haben den Verfasser schliesslich zur Aufstellung der Gleichung

$$s = \frac{p\,d}{4\,k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{1}{1 + \left(\frac{d}{l}\right)^x}}\right) + c \quad \ldots \ldots \ldots \quad 222$$

geführt.

Hierin bedeuten

p, s, d, a das oben zu Gl. 221 Angegebene,

k die durchschnittliche zulässige Druckanstrengung des Rohrmaterials in den Niet- oder Schweissnähten,

c eine Konstante, bestimmt, etwa vorhandener starker Abnützung u. s. w. Rechnung zu tragen (vergl. S. 155 u. f.).

Hieraus entstand die Gl. 221, indem $k = 500$, $x = 1$ und $c = 0$ gesetzt wurde.

Die Prüfung der Gl. 221 gegenüber den unter A und B aufgestellten Forderungen ergiebt Folgendes.

Zu A. Ziff. 2c. Die Wandstärke wird beeinflusst nicht von der absoluten Länge des Rohres, sondern von dem Verhältnisse $d : l$, wie oben gefordert.

Zu A. Ziff. 2a. Je grösser die Rohrlänge im Verhältniss zum Durchmesser, um so mehr tritt $d : l$ gegen 1 zurück; der Einfluss der Länge wird immer kleiner, wie erforderlich. Beispielsweise findet sich mit $a = 100$ und für $d = 60^{\,cm}$, $p = 8^{\,kg}$,

wenn $l = 50^{\,cm}$:

$$s = \frac{8 \cdot 60}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{60}{50}}}\right) = 0{,}24\left(1 + \sqrt{1 + \frac{12{,}5}{1 + 1{,}2}}\right) = 0{,}86^{\,cm} = \sim 9^{\,mm}$$

wenn $l = 150^{\,cm}$:

$$s = \frac{8 \cdot 60}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{60}{150}}}\right) = 0{,}24\left(1 + \sqrt{1 + \frac{12{,}5}{1 + 0{,}4}}\right) = 1{,}0^{\,cm} = \sim 10$$

wenn $l = 300^{\,cm}$:

$$s = \frac{8 \cdot 60}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{60}{300}}}\right) = 0{,}24\left(1 + \sqrt{1 + \frac{12{,}5}{1 + 0{,}2}}\right) = 1{,}05^{\,cm} = \sim 10{,}5$$

Die Wandstärke s nähert sich mit wachsendem l, d. h. streng genommen für $l = \infty$, dem Werthe

$$s = \frac{d\,p}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}}\right), \quad \ldots \ldots \ldots \quad 223$$

ir lange Flammenrohre ohne Versteifung.

Ziff. 2b. Für sehr kleine Werthe von l, d. h. streng genommen für $l = 0$, wird

$$s = \frac{p\,d}{4\,k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{1}{1 + \frac{d}{0}}}\right) = d\,\frac{p}{2\,k},$$

für die einfache Druckinanspruchnahme, wie gefordert werden muss.

lte Flammrohre $l = 0$ ist, und diese auf Grund der Gleichung $s = d\,\frac{p}{2\,k}$

Taf. 3, Quersiedern der Kuhn'schen Kessel [G. Kuhn in Berg bei Stuttgart], Fig. 83 u. dergl.) durchdrungen werden, erfahren hierdurch eine gewisse Versteifung. Der Grad der Letzteren wird, abgesehen von der Zahl der Querröhren, insbesondere bedingt durch

---

berechnet werden, so enthält Gl. 221, bezw. 221a oder 222, die Vorschrift für die Wandstärke der Wellrohre als Sonderfall in sich.

Zu B. Der Grad der Vollkommenheit der Kreisform wird durch die Grösse von a berücksichtigt. Ihr Zusammenhang mit l ist derart, dass mit $a = 0$ (Fall der vollkommenen Kreisform, falls dies überhaupt herbeiführbar wäre) der Einfluss von l verschwindet, wie ebenfalls zu verlangen ist.

Die eben angegebenen Werthe von a sind, wie schon bemerkt, aus bewährten Ausführungen abgeleitet. Würde hierbei die Gl. 222 mit einer von Null abweichenden Grösse der Konstanten c zu Grunde gelegt worden sein, etwa $c = 0{,}2^{\text{cm}}$, so ergiebt sich a viel geringer, d. h. das Rohr erscheint weit weniger empfindlich gegenüber Unvollkommenheiten in der Kreisform, was nicht als im Sinne unserer Festigkeitsrechnungen gelegen betrachtet werden kann. Aus diesem Grunde wurde $c = 0$ gesetzt und a ermittelt. Selbstverständlich ist hierdurch nicht ausgesprochen, dass nicht noch ein Zuschlag hinzugefügt werden kann oder soll. (Vergl. oben S. 153 u. f.)

Zu Gl. 222 wäre noch zu bemerken, dass für x ein grösserer Werth als 1 eingeführt werden dürfte, wenn es sich um reine Festigkeitsrechnungen handelte, und Einflüsse wie z. B. diejenigen der einseitigen Erwärmung u. s. w. nicht in Betracht kämen. Die Vorsicht gebietet jedoch, wenigstens zunächst noch, bei weitgehender Verkürzung der einzelnen Rohrschüsse, wobei dann der Quotient $d : l$ die Einheit erheblich, bei grossen Durchmessern von z. B. 1700^{mm} und darüber, unter Umständen mehrfach überschreiten kann, keinen zu bedeutenden Einfluss auf Herabsetzung der Wandstärke einzuräumen.

D. Versuche der Reichsmarine.

Von der kaiserlichen Werft in Danzig sind 1887 bis 1892 eine grössere Anzahl von Versuchen über die Widerstandsfähigkeit von Flammrohren ausgeführt und die hauptsächlichsten Ergebnisse derselben Mitte 1893 der Oeffentlichkeit übergeben worden. Verfasser hat dieselben eingehender besprochen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 689 u. f.

Diese Versuche erstrecken sich auf 18 kreisförmige, meist aus einzelnen Schüssen zusammengesetzte Flammrohre, worunter 4 gewellte Rohre von Schulz-Knaudt in Essen (Fig. 54, Taf. 3) und 1 geripptes Rohr von John Brown & Co. in Sheffield (Fig. 55, Taf. 3). Die glatten Rohre besassen Wandstärken von $7{,}5^{\text{mm}}$ bis 15^{mm} bei Durchmessern von 950^{mm} und 1000^{mm}, und Längen von 334^{mm} bis 1980^{mm}. Sie waren während des Versuchs so befestigt wie in einem Dampfkessel: ein Mantel umschloss das Versuchsrohr, welches die beiden Stirnböden durchdrang und mit diesen vernietet war.

Wird die grösste Arbeitspressung p, welche sich aus Gl. 221 zu

$$p = 10 \frac{\left(\frac{100\,s}{d}\right)^2}{\frac{100\,s}{d} + \frac{a}{40}\,\frac{1}{1 + \frac{d}{l}}} \quad \text{. . . . . 224}$$

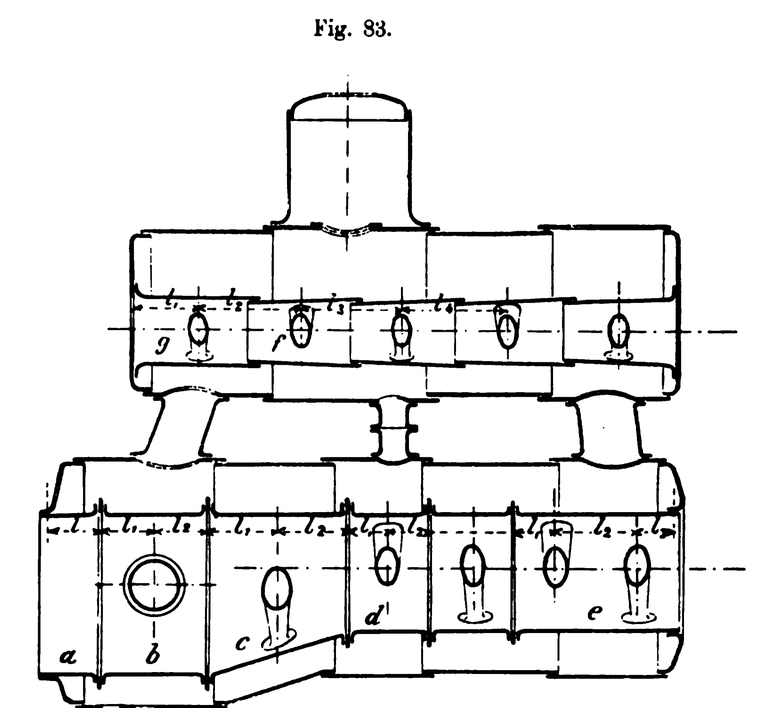
berechnet, in Vergleich gestellt mit derjenigen Pressung p_0, welche bei den Versuchen das Einbeulen herbeiführte, d. h. mit der beobachteten Einbeulungspressung p_0, so findet sich, wie Verfasser am bezeichneten Orte des Näheren angegeben hat, für die glatten Flammrohre

$p_0 : p$	=	6,48	8.35	6,92	6,32	6,08	7,52	6,66	7,33
Unterschied vom Mittelwerth 6,92		— 0,44	+ 1,43	0	— 0,60	— 0,84	+ 0,60	— 0,26	+ 0.41
Dieser Unterschied in Hunderttheilen des Mittelwerthes . .		— 6,4	+ 20,7	0	— 8,7	— 12,1	+ 8,7	— 3,8	+ 5,9 %
$p_0 : p$	=	7,02	6.36	6.30	6,61	6,66	6.54	7.51	8,04
Unterschied vom Mittelwerth 6,92		+ 0,10	— 0,56	— 0,62	— 0,31	— 0,26	— 0,38	+ 0,59	+ 1,12
Dieser Unterschied in Hunderttheilen des Mittelwerthes . .		+ 1.4	— 8,1	— 9,0	— 4,5	— 3,8	— 5,5	+ 8,5	+ 16.2 %

Hiernach hat erst der 6,08- bis 8,35fache, im Durchschnitt der 6,92fache Werth der grössten

die verhältnissmässige Grösse ihres Querschnitts, durch die Art der **Befestigung** mit dem Flammrohre, und hängt überdies ab von der Stelle, an welcher die **Durchdringung** stattfindet. So wird beispielsweise unter sonst gleichen Verhältnissen die **Versteifung**

Fig. 83.



Betriebspressung, welche Gl. 224 gestattet, die Einbeulung herbeigeführt. Die Abweichungen der Einzelwerthe des Verhältnisses $p_0 : p$ von der Durchschnittsgrösse 6,92 sind nicht bedeutender, eher kleiner als sie bei einer so eigenartigen, und überdies in derart erheblichem Masse von der Vollkommenheit der Kreiscylinderform abhängigen Beanspruchung zu erwarten waren. Für die kleinste Rohrlänge von 334 mm, welche zweimal auftritt, beträgt $p_0 : p = 6{,}32$ und 7,02; für die grösste Rohrlänge von 1980 mm ist $p_0 : p = 6{,}08$. Gegenüber Denjenigen, welche geneigt sind, aus diesen Versuchsergebnissen auf eine durchschnittlich 6,92 fache „Sicherheit" der nach Gl. 224 (221) berechneten Flammrohre unsrer Dampfkessel überhaupt zu schliessen und aus diesem Grunde für eine Verminderung der Wandstärke der Flammrohre einzutreten, glaubt Verfasser, Folgendes hervorheben zu sollen.

Die Flammrohre unsrer Durchschnitts-Dampfkessel werden selbst unter kaltem Druck nicht diejenige Sicherheit gegenüber Einbeulung bieten, welche bei den Versuchen der kaiserlichen Marine durchschnittlich ermittelt wurde, aus dem einfachen Grunde, weil dort die Vollkommenheit der Kreiscylinderform eine weitergehende war, als sie bei den Flammrohren unsrer Durchschnittsdampfkessel erwartet werden darf. (Ueber den Einfluss des Grades dieser Vollkommenheit bei den Danziger Versuchen vergleiche des Verfassers Bemerkungen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894 zu „Rohr Nr. 4", S. 692 und 693; zu „Rohr Nr. 5", S. 693; zu „Rohr Nr. 2", S. 692 u. s. w. je am Schlusse der Besprechung des betreffenden Rohres.)

Im Betriebe wird das Flammrohr stark einseitig erwärmt (vergl. S. 150); dabei treten unter Umständen — wie oben bereits erwähnt — Wärmestauungen und Spannungen im Bleche ein, die — ohne dass Wassermangel im Kessel vorhanden ist und ohne dass die Dampfspannung das höchstens für zulässig erachtete Mass überschreitet — zu Einbeulungen führen, wie Verfasser u. A. in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 458 u. 459 (vergl. auch S. 526 daselbst) dargelegt hat. Hinsichtlich der Abhängigkeit der Grösse a in den Gl. 221, 221 a, 223 u. 224 von diesen Einflüssen ist S. 154 oben das Wesentlichste bemerkt.

eine wirksamere sein, wenn die Durchdringung in der Mitte der Rohrstrecke, als wenn sie nach dem Ende hin stattfindet u. s. w.

Für umgebördelte und mit dem Flammrohr vernietete, sowie für mit diesem verschweisste Querröhren kann bei Ermittelung des in Gl. 221 einzuführenden Werthes l schätzungsweise nach Massgabe des Folgenden verfahren werden. Wir legen hierbei einen Kessel Kuhn'schen Systems, Fig. 83, zu Grunde, da dieses gerade in den hier zur Erörterung stehenden Punkte sehr lehrreich ist.

Verfasser wählt [1])

für die Rohrstücke b, c und d, sofern $l_1 \geqq l_2$, $l = l_1 + 0{,}5\, l_2$
„ das Rohrstück e, sofern $l_1 \geqq l_3$, . . . $l = l_1 + l_2$
„ die Rohrstrecke g . . . . $l = l_1 + l_2$
„ die Rohrstrecke f . . . . $l = l_2 + l_3$, bezw. $l_3 + l_4$.

Sind mit Rücksicht auf die Grösse, die Befestigungsweise und den Durchdringungsort des Querrohres Zweifel vorhanden, ob dasselbe in ausreichendem Masse versteifend wirkt, so ist es räthlich, l in voller Grösse einzusetzen, also von einer rechnungsmässigen Berücksichtigung der versteifenden Wirkung abzusehen. Ebenso muss im Auge behalten werden, dass, wenn durch die Verbindung des Querrohres mit dem Flammrohre eine erhebliche Beeinträchtigung der kreisrunden Form des Letzteren stattgefunden hat, das Erstere die Widerstandsfähigkeit eher vermindern als erhöhen kann.

In Bezug auf das Blech und die Nieten wird vorausgesetzt, dass dieselben den hierfür aufgestellten Vorschriften entsprechen (vergl. S. 39 u. f.).

Für nicht versteifte Rohre von grosser Länge tritt der Einfluss des Gliedes $d:l$ auf der rechten Seite der Gl. 221 soweit zurück, dass der Quotient $\frac{1}{1 + d:l}$ mit Annäherung gleich 1 gesetzt werden darf (s. Gl. 223, S. 160).

Für gewellte Flammrohre (System Fox), Fig. 54, Taf. 3, ist $l = 0$; infolgedessen nach Gl. 221 a

$$s = \frac{p\,d}{1000} + c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 225$$

unter der Voraussetzung genügender Höhe oder Tiefe der Wellen, d. i. für die üblichen Verhältnisse bei etwa 100^{mm} Unterschied zwischen grösstem äusseren und kleinstem inneren Durchmesser.

Gl. 225 lässt sich unmittelbar ableiten. Mit k als zulässiger Druckanstrengung findet sich für ein Ringstück von 1^{cm} Länge

$$d\,p = k\,2\,s$$

$$s = \frac{1}{2}\,d\,\frac{p}{k}.$$

Wird k mit Rücksicht auf die Schweissung $500^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$ gesetzt, so folgt hieraus

$$s = \frac{p\,d}{1000}.$$

In Anbetracht, dass bei der Herstellung des Wellrohres auf genau gleiche Wandstärke nicht gerechnet werden kann und dass überdies — wenigstens im All-

---

[1]) Diese und andere Einzelheiten sind gleichfalls vom internationalen Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine an- und in die „Hamburger Normen 1891“ aufgenommen worden.

gemeinen — Veranlassung vorliegt, etwaiger Abnützung Rechnung zu tragen, ist Zuschlaggrösse c hinzuzufügen.

Wird — wie bisher im Vorstehenden — für d der innere Durchmesser in Gl. 225 eingeführt, so empfiehlt es sich je nach der erwarteten Abnützung, c zu 3^{mm} zu wählen; in der Regel dürften 1 bis 2^{mm} ausreichen.

Für Seeschiffskessel (erhebliche Abnützung) setzen die Vorschriften vom „Bure Veritas"

$$s = \frac{p\,d}{1100} + 0{,}3,$$

worin d der äussere Rohrdurchmesser, $k = 550^{kg}/_{qcm}$.

Die Eindrückung der gewellten Rohre (zähes Material) steht bei einer Belastu welche der Quetschgrenze (S. 5) entspricht, zu erwarten. Demnach wird, da di bei ungefähr 2500 bis 2800^{kg} liegt, angenommen werden dürfen, dass mit $c =$ etwa reichlich das Fünffache des Werthes von p, wie er in die Gl. 225 eingese wurde, zur Herbeiführung der Eindrückung ausreicht. Die dem Verfasser bekann Versuche mit Wellrohren bestätigen das.

Bei Verwendung von gewellten Flammrohren ist man an die Abmessung gebunden, in welchen dieselben von dem liefernden Hüttenwerk gefertigt werd Das Blechwalzwerk Schulz-Knaudt, Essen a. Ruhr, macht hierüber folger Angaben:

Innerer Durchmesser (kleinster) 750 bis 1300^{mm}, um je 50^{mm} steigend.
Aeusserer Durchmesser = innerer Durchmesser + 100^{mm}.
Entfernung von Mitte Welle bis Mitte der nächsten Welle 151^{mm}.
Ganze Länge: Rostrohr 2300^{mm},
gewöhnliches Rohr 2300^{mm} oder 2100^{mm},
Passstücke von 675 bis 2035^{mm},
grösste zulässige Länge eines Wellrohres 2650^{mm}.

Bei dem Durchmesser von . .	$\frac{750}{850}$	$\frac{800}{900}$	$\frac{850}{950}$	$\frac{900}{1000}$	$\frac{950}{1050}$	$\frac{1000}{1100}$	$\frac{1050}{1150}$	$\frac{1100}{1200}$	$\frac{1150}{1250}$	$\frac{1200}{1300}$	$\frac{1250}{1350}$	$\frac{1300}{1400}$
wiegt 1 Meter	225	240	255	270	285	300	325	350	365	380	405	425 k
in der Blechstärke von . . .	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11.5 r
genügend für einen Betriebsdruck (Angabe des Hüttenwerks) von	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	10	9,5	9	9	9 kg/q

Die Wandstärke der gerippten Rohre, Fig. 55, Taf. 3, kann ebenfalls na Gl. 225 bestimmt werden. Allerdings ist l, die Länge der zwischen je zwei Ripp gelegenen cylindrischen Rohrstrecke, nicht Null, sie ist aber so klein, dass un Berücksichtigung der erheblichen Zunahme der Wandstärke in der Nähe der Ripp (auf 1" engl. = $25{,}4^{mm}$) verfahren werden darf, wie angegeben. Dabei ist für d äussere Durchmesser der bezeichneten cylindrischen Rohrstrecke einzuführen. Jo Brown & Co. in Sheffield liefern die Rohre in Wandstärken von $^7/_{16}$ bis ^{5} (11 bis 16^{mm}), in Durchmessern (innen gemessen) von 28 bis 52" und in Längen v 60 bis 102" engl. Ueber die Werthschätzung der gewellten und der gerippten Rol vergl. S. 151.

Mit Rücksicht auf das daselbst Bemerkte erscheint es nicht räthlich, die g rippten Rohre stärker zu belasten als die Wellrohre.

Beispiele.

1. **Kessel Kuhn'schen Systems**, Fig. 83, S. 162.

Grösste Arbeitspressung 8 kg Ueberdruck.

Rohrstück a, geschweisst. Durchmesser 1750 mm (ausgeführt), $l = 700$ mm.

$$s = \frac{8 \cdot 175}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{175}{70}}}\right) = 2{,}07 \text{ cm},$$

welcher Betrag mit Rücksicht darauf, dass sich bei der verhältnissmässigen Kürze des Rohrstückes die Kreisform vollkommener als durchschnittlich herstellen lässt (die Stirnwand wird überdies ausgedreht), auf 20 mm abgerundet werden kann.

Rohrstück b, geschweisst. Durchmesser 1750 mm, $l_1 = 500$ mm, $l_2 = 500$ mm.

$$s = \frac{8 \cdot 175}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{175}{50 + 0{,}5 \cdot 50}}}\right) = 2{,}1 \text{ cm} = 21 \text{ mm}.$$

Rohrstück c, geschweisst. Durchmesser 1750 und 1200 mm, $l_1 = 700$ mm, $l_2 = 700$ mm, 1 Gallowayrohr.

Gl. 221 kann hier — allerdings nur mit roher Annäherung — verwendet werden; dabei empfiehlt es sich, den grösseren Durchmesser für d einzuführen, um der ungünstigen Beanspruchung Rechnung zu tragen, welche das Material infolge der Kegelform erfährt.

$$s = \frac{8 \cdot 175}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{175}{70 + 0{,}5 \cdot 70}}}\right) = 2{,}22 \text{ cm} = \backsim 22 \text{ mm}.$$

Rohrstück d, überlappt und zweireihig genietet. Durchmesser 1200 mm, $l_1 = 450$ mm, $l_2 = 450$ mm.

$$s = \frac{8 \cdot 120}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{120}{45 + 0{,}5 \cdot 45}}}\right) = 1{,}60 \text{ cm} = 16 \text{ mm}.$$

Rohrstück e, überlappt und zweireihig genietet. Durchmesser 1200 mm, $l_1 = 550$ mm, $l_2 = 900$ mm.

$$s = \frac{8 \cdot 120}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{120}{90 + 55}}}\right) = 1{,}74 \text{ cm} = \backsim 17 \text{ mm}.$$

Rohrstück f (Oberkessel), von der Länge $l_3 + l_1 = 1128 + 1128 = 2256$ mm, überlappt und genietet. Durchmesser 675 mm.

$$s = \frac{8 \cdot 67{,}5}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8}\,\frac{1}{1 + \frac{67{,}5}{225{,}6}}}\right) = 1{,}16 \text{ cm} = \backsim 11{,}5 \text{ mm}.$$

2. Schiffskessel mit 2 geschweissten Flammrohren von 800 mm Durchmesser und 2320 mm Länge, ohne Querröhren. Grösste Betriebspressung 10 kg/qcm Ueberdruck.

$$s = \frac{10 \cdot 80}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{10}\,\frac{1}{1 + \frac{80}{232}}}\right) = 1{,}46^{\text{cm}} = \backsim 15^{\text{mm}}.$$

3. Kessel von 8400 mm Länge mit überlappt genieteten Flammrohren von 700 mm Durchmesser ohne wirksame Versteifung. Grösste Betriebspressung 5 kg Ueberdruck.

$$s = \frac{5 \cdot 70}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{5}\,\frac{1}{1 + \frac{70}{840}}}\right) = 0{,}93^{\text{cm}},$$

welcher Betrag je nach den zu nehmenden Rücksichten auf 9,5 oder 10 mm abzurunden sein dürfte. Gl. 223, S. 160, hätte 9,7 mm ergeben.

Weiteres über Kessel u. s. w. ist in Sonderwerke über solche zu verweisen.

b. Blechgefässvernietung.

Fig. 64, Taf. 4, stellt die Eckverbindung eines Wasserbehälters dar, wie sie meist ausgeführt wird. Die Stärke des Winkeleisens ist reichlich so gross zu nehmen. als die grösste Stärke der durch Winkeleisen zu verbindenden Bleche beträgt. Die Schenkellänge soll etwa 2 e + Schenkelstärke sein.

Da grosse ebene Flächen eines solchen Behälters selbst geringen Pressungen nicht widerstehen, so müssen die Wandungen verankert werden. Fig. 65, Taf. 4, deutet eine solche Verankerung an. Das unter die Unterlegscheiben gelegte Material pflegt Leder, Gummi, mit Mennige getränkte Leinwand oder Pappe zu sein. Damit die Flüssigkeit nicht an den Gewindegängen entlang durch die Mutter entweicht, empfiehlt sich das Bestreichen der Gewindeflächen mit Mennige, ehe die Mutter aufgeschraubt wird.

Liegt die Gefahr des Zusammendrückens des Gefässes vor, so sind die Wandungen gegeneinander zu versteifen, z. B. durch ein eingesetztes Stück Gasrohr, wie das Fig. 66, Taf. 4 angiebt.

c. Nietverbindungen für Eisenkonstruktionen.

Die Arten dieser Verbindungen sind ausserordentlich zahlreich, so dass ihre Behandlung ein eigenes Werk füllen würde. Wir müssen uns hier auf das Nachstehende beschränken.

Fig. 67, Taf. 4, zeigt einen zusammengenieteten vollwandigen Träger, Fig. 68. Taf. 4, den Querschnitt des Trägers eines Blechkrahnes.

Fig. 69, Taf. 4, giebt ein Beispiel kalter Vernietung.

Der Zapfen ist in die aus starken Blechen hergestellte Welle eingenietet [1]).

---

[1]) Die ganze Welle findet sich dargestellt in der Arbeit des Verfassers „Die Wasserräder" 1886, Taf. 10.

Bei der Berechnung dieser Verbindung kann in folgender Weise vorgegangen werden, wobei bedeuten mag:

s die Blechstärke,

d den Durchmesser der Nieten,

$\mathfrak{z}$ die zur Kraftübertragung erforderliche Anzahl der Nieten.

Den Gesammtquerschnitt der Nieten, d. i. $\frac{4}{\pi} d^2 \mathfrak{z}$, dürfen wir uns als gleichmässig über den Umfang πD vertheilt denken und ihn demzufolge ersetzen durch eine Cylindermantelfläche vom Durchmesser D und der Höhe y oder auch durch eine Ringfläche vom mittleren Durchmesser D und einer Breite y, Fig. 70, Taf. 4, sodass

$$\frac{\pi}{4} d^2 \mathfrak{z} = \pi D y,$$

$$y = \frac{\mathfrak{z}}{4} \frac{d^2}{D}.$$

Ist nun Θ das Trägheitsmoment dieser gedachten Ringfläche, so folgt bei durchschnittlicher Belastung k_s auf das Quadratcentimeter Nietquerschnitt und mit dem mittleren Hebelarm c der Kraft P

$$P c = k_s \frac{\Theta}{\frac{D_2}{2}}.$$

Wegen

$$\frac{\Theta}{\frac{D_2}{2}} = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2}\right) = \frac{\pi}{4} \frac{D_2^2 + D_1^2}{2 D_2} \cdot \frac{D_2 + D_1}{2} \cdot \frac{D_2 - D_1}{2}$$

$$= \sim \frac{\pi}{4} D^2 y = \frac{\pi \mathfrak{z}}{16} D d^2$$

wird

$$P c = k_s \frac{\pi \mathfrak{z}}{16} D d^2.$$

Für die grösste Flächenpressung k zwischen Niete und Lochwand ergiebt sich eine ganz ähnliche Rechnung. Die Projektion der Auflagerfläche einer Niete beträgt $s d$, von $\mathfrak{z}$ Nieten $s d \mathfrak{z}$, demnach ist die Breite z derjenigen Ringfläche vom mittleren Durchmesser D, welche die Fläche $s d \mathfrak{z}$ ersetzen kann, bestimmt durch

$$s d \mathfrak{z} = \pi D z,$$

$$z = \frac{\mathfrak{z}}{\pi} \frac{d}{D} s.$$

Also

$$P c = k \frac{\mathfrak{z}}{4} D d s,$$

woraus

$$k_s \frac{\pi \mathfrak{z}}{16} D d^2 = k \frac{\mathfrak{z}}{4} D d s,$$

$$s = \frac{\pi}{4} \frac{k_s}{k} d.$$

Mit $k_s = 0{,}8\, k$ wird

$$s = \frac{\pi}{5} d = \sim \frac{5}{8} d.$$

Da nun das Schlagen kalter Nieten über 26 mm Durchmesser hinaus von Hand überaus anstrengend ist, so bestimmt diese Gleichung eine Grenze für die Blechstärke, sofern die Letztere nach Massgabe der Grundlage der Rechnung ausgenutzt werden soll. Dasselbe erhellt übrigens auch unmittelbar aus Gl. 215, S. 144. Mit $d = 26^{mm}$ wird

$$s = \frac{5}{8}\, 26 = 16{,}25^{\,mm},$$

welcher Werth mit Rücksicht auf die unvermeidliche Abnahme der Blechdicke nach den Rändern hin auf $s = 17^{mm}$ abgerundet werden soll.

Die Anzahl der Nieten folgt für

$$D = 1100^{mm}, \qquad c = 600^{mm}, \qquad P = 26000^{kg}, \qquad k_s = 320^{kg},$$

aus

$$26000 \,.\, 60 = 320 \frac{\pi\, \mathfrak{z}}{16} \,.\, 110 \,.\, 2{,}6^2$$

$$\mathfrak{z} = 34.$$

Hierzu treten noch etwa 50 % warm eingezogene Nieten, welche den Zweck haben, ein dichtes Anlegen der Bleche gegen den Zapfen herbeizuführen und zu sichern. Als eigentlich tragend sehen wir sie bei dem fortwährenden Wechsel der Kraftrichtungen nicht an; immerhin werden sie einen, die Widerstandsfähigkeit der kalt eingezogenen Nieten unterstützenden Einfluss äussern. In Erwägung, dass jeder Schuss aus zwei Tafeln besteht, wählen wir

36 Stück kalt eingezogene Nieten,
18 „ warm „ „ ,

welche wegen der Beanspruchung des Gusseisens beim Nieten in zwei Reihen angeordnet werden mögen, sodass 28 in die Ebene *1 1* und 26 in die Ebene *2 2* zu liegen kommen.

Der stehen gebliebene Blechquerschnitt beträgt dann

$$(D + s)\,\pi\, s - 28\, d\, s = s \left\{ (D + s)\,\pi - 28\, d \right\}.$$

Er darf ersetzt werden durch eine Ringfläche von mittlerem Durchmesser $D + s$ und der Breite x, entsprechend der Gleichung

$$s \left\{ (D + s)\,\pi - 28\, d \right\} = \pi\,(D + s)\, x$$

$$x = s\, \frac{(D + s)\,\pi - 28\, d}{\pi\,(D + s)} = s \left(1 - \frac{28\, d}{\pi\,(D + s)}\right)$$

$$= 1{,}7 \left(1 - \frac{28 \,.\, 2{,}6}{\pi \,.\, (110 + 1{,}7)}\right) = 1{,}7 \,.\, 0{,}793 = 1{,}35^{\,cm}.$$

Die grösste Normalspannung σ in dem stehen gebliebenen Bleche ergiebt sich, da für die äussere Nietreihe der Hebelarm von P um 25^{mm} kleiner ist, demnach aus

$$26000\,(60 - 2{,}5) = \sigma\, \frac{\pi}{4}\,(110 + 1{,}7)^2\, 1{,}35$$

zu

$$\sigma = 113^{kg},$$

also weit unter der zulässigen Anstrengung.

Die Niettheilung in der den stumpfen Stoss der **Mantelbleche überdeckenden**

Lasche ist durch die Schubspannung bedingt, welche in der Biegungsachse eintritt. Nach Gl. 45, S. 16, beträgt dieselbe, da

$$S = P, \quad y = s, \quad \Theta = \frac{\pi}{8} D^3 s, \quad \cos\varphi = 1, \quad \int_0^{\frac{D}{2}} z\, dF = \frac{D}{\pi} \frac{\pi D}{2} s = \frac{D^2 s}{2},$$

$$\tau = \frac{P}{2 s \frac{\pi}{8} D^3 s} \frac{D^2 s}{2} = 2 \frac{P}{\pi D s},$$

d. h. doppelt so gross, als wenn die Schubkraft P sich gleichmässig über den Ringquerschnitt $\pi D s$ vertheilen würde, wie Gl. 51, S. 17, unmittelbar ausspricht.

Befindet sich auf je t^{cm} Stossfugenlänge ein Nietquerschnitt $\frac{\pi}{4} d^2$, so gilt

$$t s \tau = \frac{\pi}{4} d^2 k_s,$$

$$2 \frac{P}{\pi D} t = \frac{\pi}{4} d^2 k_s,$$

$$t = \frac{\pi^2}{8} \frac{d^2 D}{P} k_s = \frac{5}{4} \cdot \frac{2{,}6^2 \cdot 110}{26000} \cdot 320 = 11{,}4^{cm}.$$

Demnach beträgt die Niettheilung für die Laschenverbindung der Stossfuge $11{,}4^{cm}$. Da die kalt eingezogenen Nieten die Laschen nicht kräftig gegen den Mantel pressen, so empfiehlt es sich, dieses Anliegen durch einige warm eingezogene Nieten zu erzielen.

Die Hülfsmittel der übrigen nicht lösbaren Verbindungen werden bei den einzelnen Maschinentheilen Besprechung erfahren, bei welchen sie Anwendung finden.

Dritter Abschnitt.

Maschinenelemente zur Uebertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf eine andere.

Hier können zwei Gruppen unterschieden werden, je nachdem die Uebertragung unter Aufrechterhaltung eines bestimmten geometrischen Zusammenhanges zwischen beiden Wellen erfolgt, demzufolge rein geometrisch betrachtet, also ohne Rücksicht auf die mit der natürlichen Elasticität des Materials unzertrennlich verknüpften Formänderungen — einem gewissen Drehungswinkel der einen Welle ein ganz bestimmter der anderen Welle entspricht, oder je nachdem dies nicht der Fall ist.

Die Elemente der ersten Gruppe sind paarweise auftretende, drehende Körper mit Hervorragungen und Vertiefungen, welche entweder unmittelbar aufeinander einwirken und zwar so, dass die Hervorragungen des einen in die entsprechenden Vertiefungen des anderen eingreifen, oder welche sich eines Hülfsmittels, der Kette, bedienen, die sich um beide Körper als endloses Band schlingt und deren Glieder sich gegen die Hervorragungen oder gegen die Wände der Vertiefungen legen. In der ersten Weise wirken die Zahnräder, in der zweiten die Zahnkettenräder mit Kette, welche ihres mittelbaren Zusammenarbeitens wegen wohl auch als mittelbar thätige Zahnräder bezeichnet werden.

Die Elemente der zweiten Gruppe sind ebenfalls paarweise auftretende Drehkörper, die sich zur Uebertragung des Hülfsmittels der Reibung bedienen. Dabei können sich beide entweder berühren — unmittelbar oder durch Vermittelung eines dritten den Berührungsdruck durch sich fortpflanzenden Körpers — oder die Mitnahme des einen durch den anderen kann dadurch geschehen, dass ein um beide Körper geschlungener biegsamer Faden (Riemen, Seil) sich mit Reibung gegen die Körperoberfläche legt. In der ersten Weise wirken die Reibungsräder oder Reibungsscheiben, in der zweiten (mittelbaren) der Riemen- oder Seilbetrieb.

Während bei der ersten Gruppe die unmittelbare Uebertragung die weitaus wichtigere ist, erweist sich bei der zweiten die mittelbare Uebertragung als ungleich bedeutungsvoller.

A. Zahnräder.

Bezüglich der gegenseitigen Lage der Wellen sind drei Fälle zu unterscheiden:

1. Die beiden Wellen laufen parallel,
2. „ „ „ schneiden sich,
3. „ „ „ kreuzen sich.

Dementsprechend erhalten die Zahnräder die Grundformen:

1. den Cylinder (cylindrische Räder, Stirnräder),
2. den Kegel (konische Räder, Kegelräder),
3. das Hyperboloid oder den Cylinder (hyperbolische Räder oder Schraubenräder).

Unter der Voraussetzung, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten beider Wellen gleichbleiben soll, werden die Grundformen der Räder einfache Rotationskörper, deren Drehachse je mit der Achse der zugehörigen Welle zusammenfällt.

I. Stirnräder mit geraden Zähnen.

I. Zahnform derselben.

a. Allgemeines.

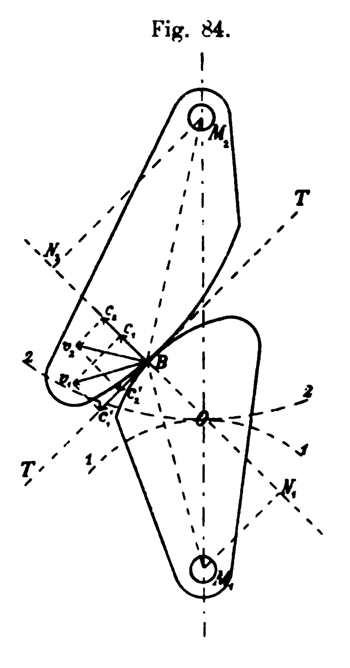


Fig. 84.

In M_1, Fig. 84, projicire sich die Welle *1*, in M_2 die Welle *2*. Die Bewegung soll nun von jener auf diese so übertragen werden, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und ω_2 der Wellen immer gleich bleibt. Wir denken uns zunächst die Uebertragung durch zwei Hebel *1* und *2*, welche mit den Wellen fest verbunden sind, bewerkstelligt. Beide Hebel berühren sich in einer Geraden, deren Projektion im Punkte B erscheint. Wird $\overline{M_1 B} = R_1$ und $\overline{M_2 B} = R_2$ gesetzt, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher sich der zum Hebel *1* gehörige Punkt B bewegt,

$$v_1 = \omega_1 R_1.$$

Die Geschwindigkeit, welche der dem Hebel *2* gehörige Punkt B in demselben Augenblick besitzt, beträgt

$$v_2 = \omega_2 R_2.$$

Die Richtungen von v_1 und v_2 stehen senkrecht zu $\overline{M_1 B}$, bezw. $\overline{M_2 B}$.

Ist $N_1 B N_2$ die gemeinschaftliche Normale, $T B T$ die gemeinschaftliche Tangente im Punkt B, so giebt die Zerlegung von v_1 und v_2 die Normalkomponenten c_1 c_2 und die Tangentialkomponenten c'_1 c'_2.

Die Längen der von den Mittelpunkten M_1 und M_2 auf die gemeinschaft Normale $N_1\ B\ N_2$ gefällten Lothe $M_1\ N_1$ und $M_2\ N_2$ seien ρ_1 und ρ_2. Dann is

$$\frac{c_1}{v_1} = \frac{\rho_1}{R_1}, \qquad \frac{c_2}{v_2} = \frac{\rho_2}{R_2},$$

$$c_1 = v_1 \frac{\rho_1}{R_1} = \omega_1 \rho_1, \qquad c_2 = v_2 \frac{\rho_2}{R_2} = \omega_2 \rho_2.$$

Da sich beide Hebel in B berühren, so muss $c_1 = c_2$ sein. Wäre $c_2 > c$ müsste sofort eine Trennung eintreten, die unmöglich ist, da der Hebel *2* seine wegung vom Hebel *1* empfängt; wäre $c_2 < c_1$, so müsste der Hebel *1* in den He eindringen, was ebenfalls unmöglich ist, so lange die Materialien, aus denen die I gefertigt sind, das nicht gestatten, was hier vorausgesetzt werden darf. Damit

$$\omega_1 \rho_1 = \omega_2 \rho_2,$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \text{konstant},$$

und weil mit O als Durchschnittspunkt zwischen der Centrale $M_1\ M_2$ und der ger schaftlichen Normale $N_1\ B\ N_2$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\overline{M_2\ O}}{\overline{M_1\ O}},$$

so folgt

$$\frac{\overline{M_2\ O}}{\overline{M_1\ O}} = \text{konstant}, \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ .$$

d. h. für jeden beliebigen Berührungspunkt B muss die für beide Hebelprofile meinschaftliche Normale durch einen und denselben Punkt O der Centrale geht

Die durch O, also durch die Halbmesser $\overline{M_1\ O} = r_1$ und $\overline{M_2\ O} = r_2$ bestimi Kreise *101* und *202* heissen die Theilkreise, sodass das Verzahnungsgesetz spricht: Die Normale im jeweiligen Berührungspunkte beider Za profile enthält immer den Berührungspunkt beider Theilkreise in s

Die Umfangsgeschwindigkeiten $r_1\ \omega_1$ und $r_2\ \omega_2$ derselben sind wegen

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{r_2}{r_1},$$

$$\omega_1\ r_1 = \omega_2\ r_2$$

konstant.

Das gefundene Gesetz ermöglicht, zu einem gegebenen Profil *1* das gehörige Profil *2* zu ermitteln, sofern noch die beiden Theilkreise gegeben s

Wir legen in Fig. 85 die gegebene Zahnkurve $a_1\ b_1\ c_1\ d_1\ e_1\ f_1\ g_1$ so, dass Theilkreispunkt d_1 in die Centrale fällt. Zunächst werde nun der geometrische der Zahnberührungen bestimmt. Der Punkt A, in welchem a_1 das gesuchte P

---

[1]) Wird die Bedingung, dass $\omega_1 : \omega_2$ unveränderlich bleiben soll, nicht gestellt, also änderlichkeit für dieses Verhältniss zugelassen, was allerdings nur ganz ausnahmsweise zu gesch pflegt, so führt die gleiche Betrachtung durch das Ergebniss

$$\omega_1 : \omega_2 = \overline{M_2 O} : \overline{M_1 O}$$

zu dem Satze, dass die gemeinschaftliche Normale im Berührungspunkte der beiden Profile (gl zeitig Richtung des Normaldruckes zwischen den beiden Flanken) in [illegible] griffs die Centrale im umgekehrten Verhältniss der Winkelge- unrunde Räder.)

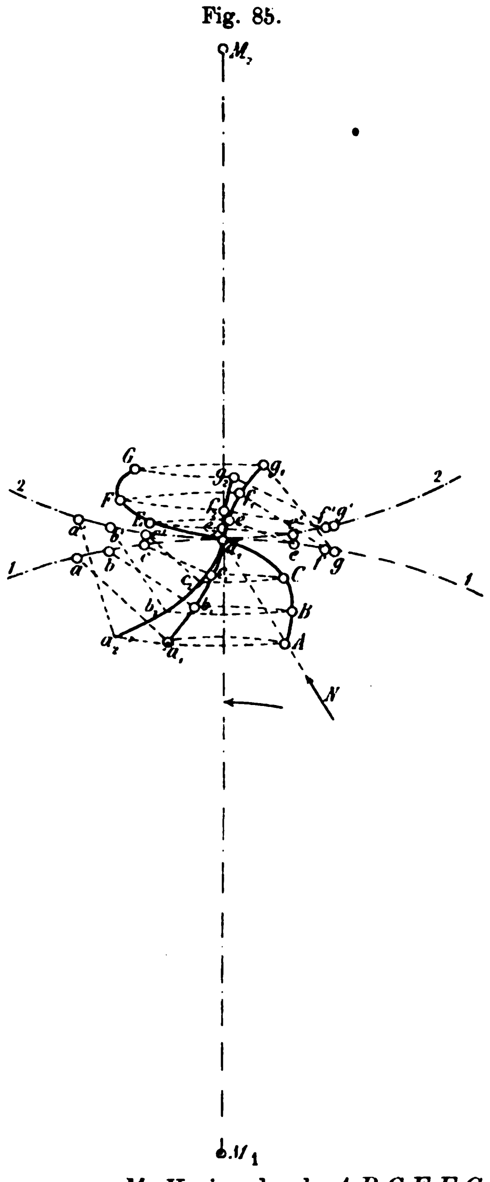
muss jedenfalls auf dem aus M_1 beschriebenen Kreise liegen. Sein von d_1 muss nach dem Verzahsetz gleich der Normale $a_1 a$ im $_1$ sein, d. i. $\overline{A d_1} = \overline{a_1 a}$. Damit Lage bestimmt. Ebenso findet Punkt B, in welchem b_1 mit dem n Profil in Berührung tritt, auf M_1 durch b_1 beschriebenen Kreise tand $\overline{d_1 B} = \overline{b_1 b}$ u. s. w. Damit sich in der Kurve $A B C d_1 E F G$ netrische Ort der Zahnberührungen, nannte **Eingriffslinie**.

ie den Punkten $A B C E F G$ entden Punkte des gesuchten Profiles auf Kreisen liegen, welche aus M_2 $B C E F G$ gezogen werden.

ird gemacht

$$\widehat{a'} = \widehat{d_1 a}, \quad \widehat{d_1 b'} = \widehat{d_1 b},$$
$$\widehat{c'} = \widehat{d_1 c}, \quad \widehat{d_1 e'} = \widehat{d_1 e},$$
$$\widehat{f'} = \widehat{d_1 f}, \quad \widehat{d_1 g'} = \widehat{d_1 g},$$

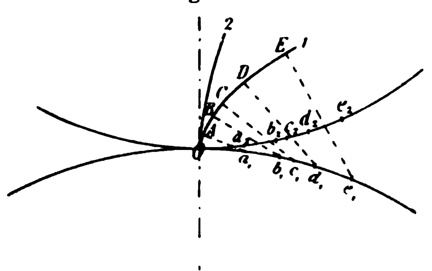
der zu a_1 gehörige Punkt a_2 des Profiles um $\overline{a' a_2} = \overline{a a_1}$ von a', ebenso muss der zu b_1 gehörige b_2 um $\overline{b' b_2} = \overline{b b_1}$ von b' abstehen



amit ergiebt sich folgendes zuerst uleaux veröffentlichte Verfahren. he die Normalen $a_1 a$, $b_1 b$, $c_1 c$, $e_1 e$, g, beschreibe aus M_1 durch a_1 b_1 c_1 Kreise, mache dann $\overline{d_1 A} = \overline{a_1 a}$, $\overline{b_1 b}$ u. s. w. und zeichne die Einie $A B C d_1 E F G$, hierauf beschreibe man aus M_2 Kreise durch $A B C E F G$ ache $\widehat{d_1 a'} = \widehat{d_1 a}$, $\widehat{d_1 b'} = \widehat{d_1 b}$ u. s. w., sowie ausserdem $\overline{a' a_2} = \overline{a a_1}$, $\overline{b b_1}$ u. s. w. $a_2 b_2 c_2 d_1 e_2 f_2 g_2$ ist s gesuchte Profil.

as Vorstehende findet unmittelbar dung, wenn zu einem vorhandenen in zweites zu liefern und die Entsweise der Zahnflanken des ersteren kannt ist.

in anderes Verfahren rührt von Man mache in Fig. 86



$\widehat{O a_1} = \widehat{O a_2}$, $\widehat{a_1 b_1} = \widehat{a_2 b_2}$, $\widehat{b_1 c_1} = \widehat{b_2 c_2}$ u. s. w., konstruire in den Punkten a_1, b_1, c_1 u. s. w. Normalen zum gegebenen Profil *1*, nehme die Länge dieser Normalen $a_1 A$, $b_1 B$ u. s. f. in den Zirkel, beschreibe aus den entsprechenden Punkten $a_2\, b_2\, c_2\, d_2\, e_2$ **Kreisbogen**. Die Einhüllende der Letzteren ist das gesuchte Profil *2*.

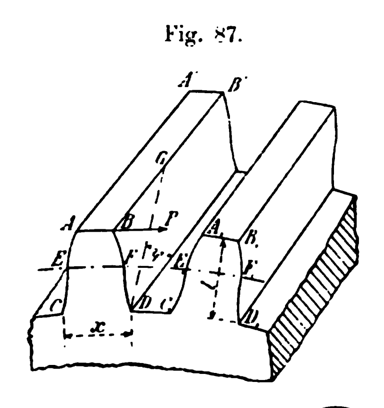


Fig. 87.

Die Zähne eines Stirnrades sind **Prismen**, deren Querschnitt durch das Zahnprofil bestimmt ist, wie dies Fig. 87 andeutet. Der durch AB, $A_1 B_1$ gehende Kreis heisst der Kronen- oder Kopfkreis, der die Punkte EF, $E_1 F_1$ enthaltende der Theilkreis, der durch CD, $C_1 D_1$ gehende der Wurzel- oder Fusskreis. Derjenige Theil des Zahnes, welcher ausserhalb des Theilkreiscylinders liegt, wird die Zahnkrone oder der Zahnkopf genannt; der innerhalb liegende Theil dagegen die Zahnwurzel oder der Zahnfuss. Die im Theilkreisbogen gemessene Entfernung zweier Zähne $\widehat{EFE_1} = \widehat{FE_1 F_1} = t$ wird als Theilung bezeichnet. $\overline{AA'} = \overline{BB'} = b$ heisst die Zahnbreite, $\widehat{EF} = \widehat{E_1 F_1} = s$ die Zahnstärke, FE_1 die Zahnlücke, der Abstand zwischen Wurzel- und Kronenkreis Zahnlänge $= l$.

In der Regel wird die Länge der Zahnkrone $0{,}3\, t$, diejenige der Zahnwurzel $0{,}4\, t$, also $l = 0{,}3\, t + 0{,}4\, t = 0{,}7\, t$ gesetzt, sodass in Richtung des Halbmessers ein Spielraum von $0{,}1\, t$ entsteht.

Die Zahnstärke beträgt für nicht bearbeitete Zähne $\frac{19}{40}\, t$, die Weite der Lücke $\frac{21}{40}\, t$, sodass in tangentialer Richtung ein Spielraum von $\frac{1}{20}\, t$ vorhanden ist. Bearbeitete Zähne können mit geringerem Spielraum ausgeführt werden.

Wie aus Fig. 85 ersichtlich, begrenzen die durch a_2 und g_1 bestimmten Kronenkreise das benutzte Stück der Eingriffslinie, die Eingriffsstrecke. Davon liegt die Strecke $A d_1$ vor und $d_1 G$ hinter der Rädercentrale, entsprechend einem Zusammenarbeiten der Profile vor und hinter der Centrale. Der zur Eingriffslinie $A d_1$ gehörige Theilungsbogen $\widehat{a d_1} = \widehat{a' d_1}$ heisst der Wälzungsbogen (für den Eingriff) vor der Centrale, während $\widehat{d_1 g} = \widehat{d_1 g'}$ der Wälzungsbogen (für den Eingriff) hinter der Centrale genannt wird. Die Summe beider Wälzungsbogen $\widehat{a g} = \widehat{a' g'}$ heisst der Eingriffsbogen. Der Natur der Sache nach muss die Länge desselben grösser sein als die Theilung. Das Verhältniss zwischen Eingriffsbogen und Theilung, welches die Dauer des Eingriffs zum Ausdruck bringt, wird als Eingriffsdauer bezeichnet. Dieselbe muss deshalb immer die Einheit überschreiten.

Die Fahrstrahlen $\overline{d_1 A}$, $\overline{d_1 B}$ u. s. f. der Eingriffslinie in Bezug auf d_1 als Pol geben die Richtung des Normaldruckes N zwischen beiden Flanken, für die Berührungspunkte A, B u. s. w. Je kleiner der Winkel, welchen N mit der Centrale einschliesst, um so grösser muss N selbst ausfallen, um ein bestimmtes Drehungsmoment in Bezug auf die Welle *2* zu geben.

Zwei zu einander gehörige Zahnräder müssen kongruente Eingriffslinien und he Theilung besitzen. Demzufolge lassen sich zu einem Rade mit gegebenem **lkreise unendlich viele passende konstruiren.** Sollen nun diese unter sich gepaart **falls richtig arbeiten**, so müssen die Eingriffslinien aller nicht nur kongruent, **ern auch** so beschaffen sein, dass der Theilkreis jede der beiden in zwei sich **:ende Theile zerlegt.** Räder von gleicher Theilung, welche diese Bedingung er- **m, heissen Satzräder.**

b. Die cyklischen Kurven.

In der Ausführung hat sich nun vorzugsweise eine Kurvenart zur Bildung der **hnflanken** eingebürgert. Es sind dies die cyklischen Kurven, deren wir fünf unter- **heiden**: 1. Epicykloide, 2. Cykloide, 3. Hypocykloide, 4. Kreisevolvente, 5. Peri- **kloide.**

Sie entstehen durch Rollen eines Kreises R und zwar

auf einem zweiten Kreise (Grundkreis) G, dessen Mittelpunkt ausserhalb des ersteren liegt, Fig. 88 (Epicykloide),

auf einer Geraden G, Fig. 89 (Cykloide),

in einem zweiten Kreise (Grundkreis) G, Fig. 90 (Hypocykloide).

auf einem zweiten Kreise (Grundkreis) G, dessen Mittelpunkt innerhalb des ersten gelegen ist, Fig. 92, S. 176 (Pericykloide),

ıd

durch Abwickelung einer Geraden R von einem Kreise (Grundkreis) G, Fig. 91 (Evolvente).

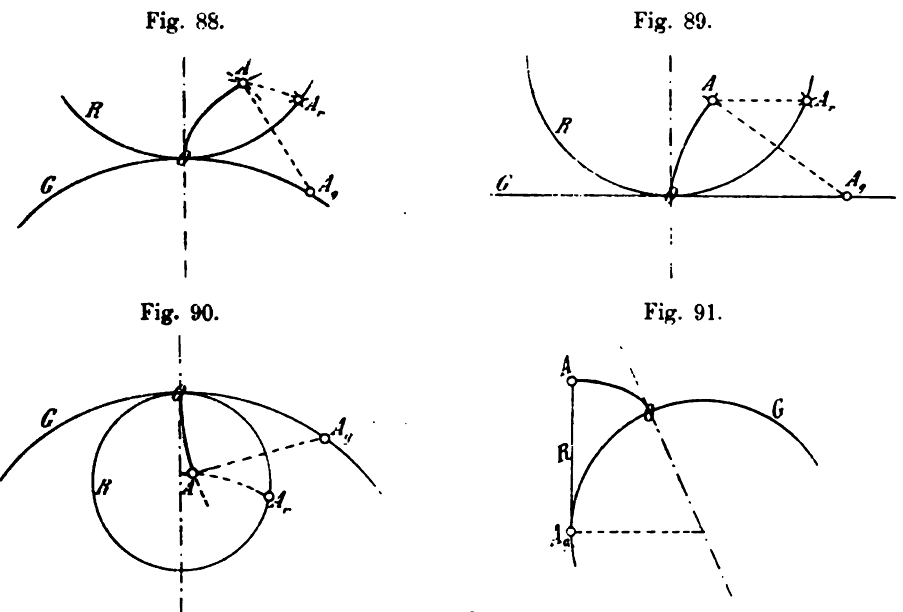
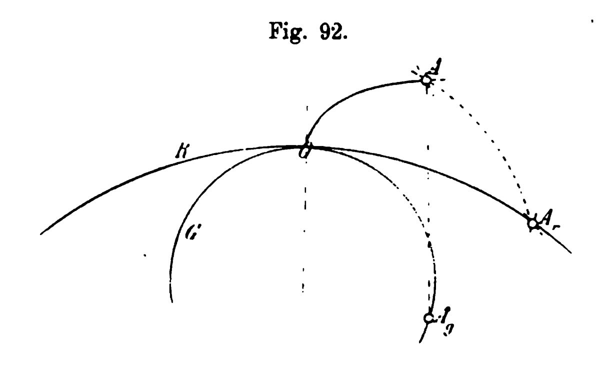


Fig. 88. Fig. 89. Fig. 90. Fig. 91.

In den Fig. 88 bis 92 bezeichnet G den Grund- und R den Rollkreis.

Der zu dem abgerollten Bogen $\widehat{O A_r} = \widehat{O A_g}$ gehörige Kurvenpunkt A ist dadurch **timmt, dass**

$$\left.\begin{array}{l}\overline{A_g A} = \overline{A_r O} \\ \overline{O A} = \overline{A_g A_r}\end{array}\right\}$$ Fig. 88, 89, 90, 92.


Fig. 92.

Zu einer **Prüfung** dient die Erwägung, dass der Punkt A auf einem Kreise liegen muss, welcher aus dem Mittelpunkte des Grundkreises durch A_r beschrieben wird.

Der Evolventenpunkt A, Fig. 91, ist dadurch bestimmt, dass $\overline{A_r A} = \overset{\frown}{A_g O}$.

Die Normalen für den Kurvenpunkt A gehen in allen Fällen durch den Punkt A_g (d. h. durch den augenblicklichen Berührungspunkt beider Kreise), worauf die Verwendbarkeit der cyklischen Kurven für die Formgebung der Zahnflanken beruht.

c. Cykloidenverzahnung.

Dieselbe liefert Räder mit Kreisbogen-Eingriffslinie.

Die Benützung der Cykloiden geschieht in folgender Weise.

In Fig. 93 ist *1 1* der eine und *2 2* der andere Theilkreis, R_1 der eine und R_2 der zweite Rollkreis zur Erzeugung der cyklischen Kurven. Durch Rollen von R_1 innerhalb des Theilkreises *1* entsteht die Hypocykloide H_1, durch Rollen auf dem Theilkreise *2* die Epicykloide E_2. In ganz entsprechender Weise wird durch Rollen von R_2 die Hypocykloide H_2 und die Epicykloide E_1 erzeugt. Hierauf wird $\overline{O O} = \overline{O_1 B_1}$ gleich der halben Zahnstärke genommen, ebenso $\overline{O O_2} = \overline{O_2 B_2}$, dann $M_1 O_1$ $M_2 O_2$ gezogen, ferner symmetrisch zu diesen Linien

$A_1 B_1$ gleich der Epicykloide E_1, $B_1 C_1$ gleich der Hypocykloide H_1,
$A_2 B_2$ „ „ „ E_2, $B_2 C_2$ „ „ „ H_2

gemacht, dann die Kronen- und Wurzelkreise gezogen. Damit sind die Flanken der beiden Zähne bestimmt.

Die Eingriffslinie fällt hier mit den Bogen $\overset{\frown}{A O}$ und $\overset{\frown}{O G}$ der beiden Rollkreise R_1 und R_2 zusammen. Ihre Länge, d. h. die Eingriffsstrecke $A O G$, begrenzt durch die beiden Kopfkreise, ist gleich dem Eingriffsbogen $\overset{\frown}{P_1 O Q_1} = \overset{\frown}{P_2 O Q_2}$.

Bei Beginn des Eingriffes berühren sich die Punkte D und F in A. Ist der Berührungspunkt in die Centrale, also nach O gelangt, so sind in Berührung gewesen die Strecken $O F$ und $O D$. Da sich beide um $\overset{\frown}{O D} - \overset{\frown}{O F}$ unterscheiden, so hat vor der Centrale ein Gleiten um diesen Betrag stattgefunden. In ganz ähnlicher Weise erfolgt hinter der Centrale ein Gleiten um $\overset{\frown}{O J} - \overset{\frown}{O K}$. Ist nun N d[illegible] druck in dem Berührungspunkt A, seine Richtung $A O$, so wi[illegible] Reibung $N\mu$, wenn μ den Reibungskoeffizienten bedeut[illegible] ändert, damit auch die Grösse, so ist streng genomm[illegible]

l Reibungskoeffizient veränderlich. ch lässt sich mit genügender Geigkeit während des Eingriffes die ibung $N\mu$ setzen, sofern unter N Mittelwerth des Normaldruckes vernden wird. Die von dem Gleiten rührende Reibungsarbeit während des igriffes beträgt nun

$$\mu \{ (\widehat{OD} - \widehat{OF}) + (\widehat{OJ} - \widehat{OK}) \}$$

Die von dem treibenden Zahn auf n getriebenen während der gleichen it übertragene mechanische Arbeit

$$N . \widehat{AOG} = N(\widehat{AO} + \widehat{OG}).$$

Folglich der Verlust durch gleiide Reibung in Theilen der Nutzleistung

$$= \mu \frac{\widehat{OD} - \widehat{OF} + \widehat{OJ} - \widehat{OK}}{\widehat{AO} + \widehat{OG}} \quad 227$$

Diese Reibungsarbeit entspricht ier gewissen Abnützung. Da sich dielbe an der Zahnkrone immer auf eine össere Strecke (OD, OJ) vertheilt, s an der Zahnwurzel (OF, OK), so uss unter sonst gleichen Umständen e Abnützung an der Letzteren immer deutender ausfallen, als an der Ersteren.

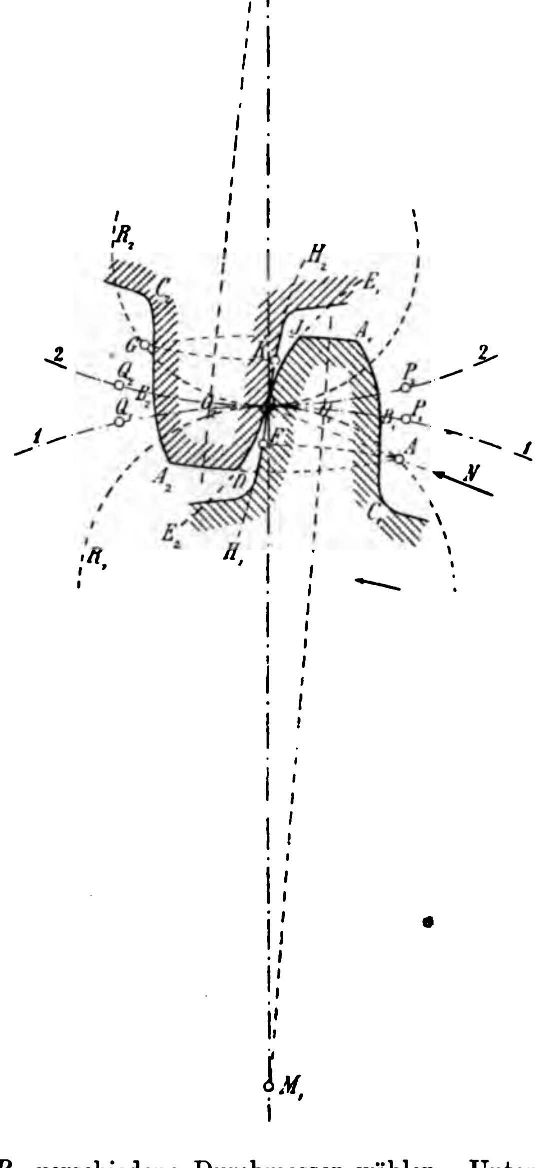
Die Bedingungen, welche für zwei chtig zusammenarbeitende Cykloidender erfüllt sein müssen, sind zunächst e allgemeinen und bereits erwähnten:

Gleiche Theilung.

Eingriffsbogen muss grösser sein s die Theilung.

Für Satzräder müssen dann weiter e beiden Rollkreise R_1 und R_2 gleiche urchmesser besitzen, sodass also die ahnflanke eines Satzrades mit einem d demselben Rollkreise zu erzeugen ist.

Fig. 93.



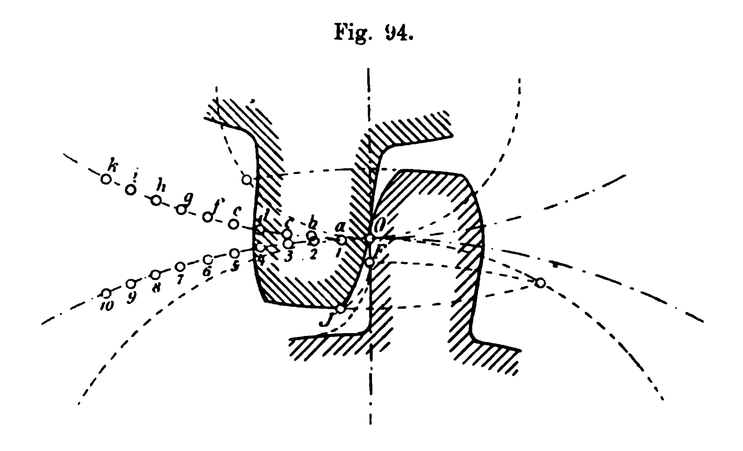
Handelt es sich darum, nur zwei chtig zusammenarbeitende Räder zu twerfen, so kann man für R_1 und R_2 verschiedene Durchmesser wählen. Unter nständen ist es, wie wir sehen werden, sogar geboten, sie verschieden gross zu hmen.

Grösse der Rollkreise anbelangt, so sprechen zunächst verschiedene hst gross zu wählen. Je grösser der Halbmesser derselben,

um so grösser der Eingriffsbogen, um so mehr sind Zähne gleichzeitig im Eingriff um so weniger weicht der Normaldruck N von der tangentialen Richtung ab, um so kleiner fällt derselbe für ein bestimmtes zu übertragendes Drehmoment aus. (Vergl auch S. 187.)

Lässt man dementsprechend den Durchmesser des Rollkreises R_1 zunächst soweit wachsen, bis er gleich dem Halbmesser des Theilkreises *1* geworden ist, so wird die Hypocykloide H_1 eine Gerade, welche die Richtung des Halbmessers hat. Die Zahnflanke erhält dann die Form OF in Fig. 94. Der Zahn selbst wird in der Wurzel

Fig. 94.



schwächer als im Theilkreis, wodurch die Sicherheit gegen Abbrechen verringert erscheint. In Wirklichkeit lässt sich dieser Nachtheil fast vollständig beseitigen. Die gerade Zahnflanke wird nur bis zum Punkte F benützt. Von F ab ist dann eine Verstärkung zulässig, wie sie in der Figur gestrichelt angedeutet erscheint. Ihre Begrenzungskurve ist bedingt durch die Bahn der Zahnkante J und kann auf folgende Weise ermittelt werden.

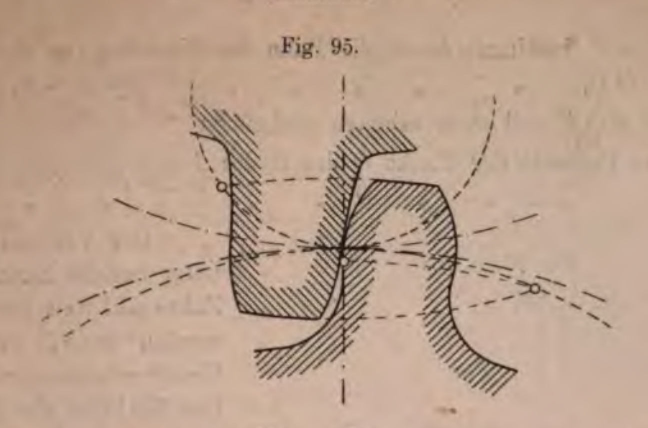
Die Theilkreisbogen $O\,10$ und $O\,k$ werden in eine gleiche Anzahl gleich grosser Theile getheilt. Hierauf ist Ja in den Zirkel zu nehmen und von *1* ein Kreis zu beschreiben, dann ist aus *2* mit Jb, aus *3* mit Jc u. s. f. je ein Kreis zu ziehen. Diese Kreise hüllen die gesuchte Kronenbahn ein (strichpunktirt gezeichnet). Das wirkliche Profil der Zahnwurzel muss noch einigen Spielraum lassen, wodurch einer etwaigen kleinen Verschiebung des Rades in Richtung der Centralen Rechnung getragen wird. Erfolgt nun die Formgebung nach der gestrichelten Linie, so ist von einer eigentlichen Verschwächung infolge Benützung eines grossen Rollkreises nicht wohl die Rede. Die Bruchstelle im Zahngrunde erscheint genügend verstärkt.

Wird die Vergrösserung des Rollkreises weiter fortgesetzt, so erscheint die Hypocykloide nach der entgegengesetzten Richtung hin gekrümmt, Fig. 95. Hier ist dann in derselben Weise, wie im vorigen Falle besprochen, eine Verstärkung der Zahnwurzel angeordnet und dadurch die Benützung eines vergleichsweise so bedeutenden Rollkreisdurchmessers ermöglicht.

In Fig. 93 beträgt der Eingriffsbogen 1,2 t, in Fig. 94 1,3 t und in Fig. 95 1,4 t, also wachsend mit dem Durchmesser des Rollkreises.

Dagegen zeigen diese Abbildungen deutlich, dass mit zunehmendem Wälzungskreise die zur Berührung gelangende Strecke [illegible] Zahnfusses abnimmt, dass infolge-

Fig. 95.



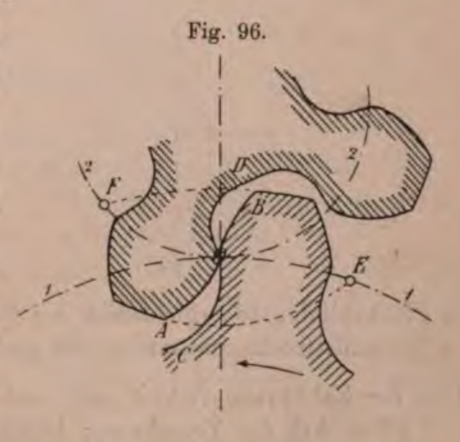
dessen der Reibungsweg (in Fig. 93 $\widehat{OD} - \widehat{OF}$) zunimmt und die Abnützung an der bezeichneten Stelle sich steigert. Ausserdem kommt der S. 187 erörterte Einfluss, welchen die Form der sich berührenden Zahnflanken auf die in der Berührungsfläche stattfindende grösste Pressung hat, in Betracht.

Handelt es sich um den Entwurf zweier Räder mit grossen Uebersetzungsverhältnissen, wie es z. B. der Fall ist bei Wasserradanlagen, bei Dampfmaschinenvorgelegen u. s. w., so muss unter Beachtung des soeben Gesagten ein möglichst grosser Eingriffsbogen erstrebt werden, damit mindestens immer zwei Zähne von einem Rade eingreifen, aus Gründen, die bereits oben angegeben worden sind. Das Verfahren, welches hierbei eingeschlagen werden kann, lassen die Fig. 94 und 95 erkennen. Solche Räder als Satzräder zu behandeln, also ihnen den Rollkreis zu Grunde zu legen, der vielleicht einem zwölfzähnigen Rade entspricht, während in den angedeuteten Fällen 36 als Mindestzahl anzusehen ist, würde nicht richtig sein. Man geht vielmehr von dieser Zahl als einem Kleinstwerth aus.

Derselbe Gesichtspunkt sollte überhaupt bei Triebwerkrädern bezüglich der Wahl des kleinsten Rollkreises massgebend sein. Es kann nicht als richtig angesehen werden, alle Räder von derselben Theilung als zu einem Satz gehörig, mit demselben Rollkreis zu entwerfen, gleichgiltig, ob es sich um Triebwerkräder oder um langsam gehende Windenräder oder dergleichen handelt.

Für eigentliche Triebwerkräder kann mit der Zähnezahl nicht unter 24 gegangen werden, während für Winden u. dergl. 10 noch zulässig ist. Beiden Arten von Rädern denselben Rollkreis aufzuzwingen, wie ihn die Zahl 10 fordert, kommt einem Verzicht auf ruhig gehende Triebwerkräder gleich.

Fig. 96.



Lassen wir beide Rollkreise soweit wachsen, dass sie den zwei Theilkreisen gleich werden, so werden die beiden Hypocykloiden H_1 und H_2 zu Punkten, womit wir zu der in Fig. 96 gegebenen Verzahnung gelangen. In derselben ist

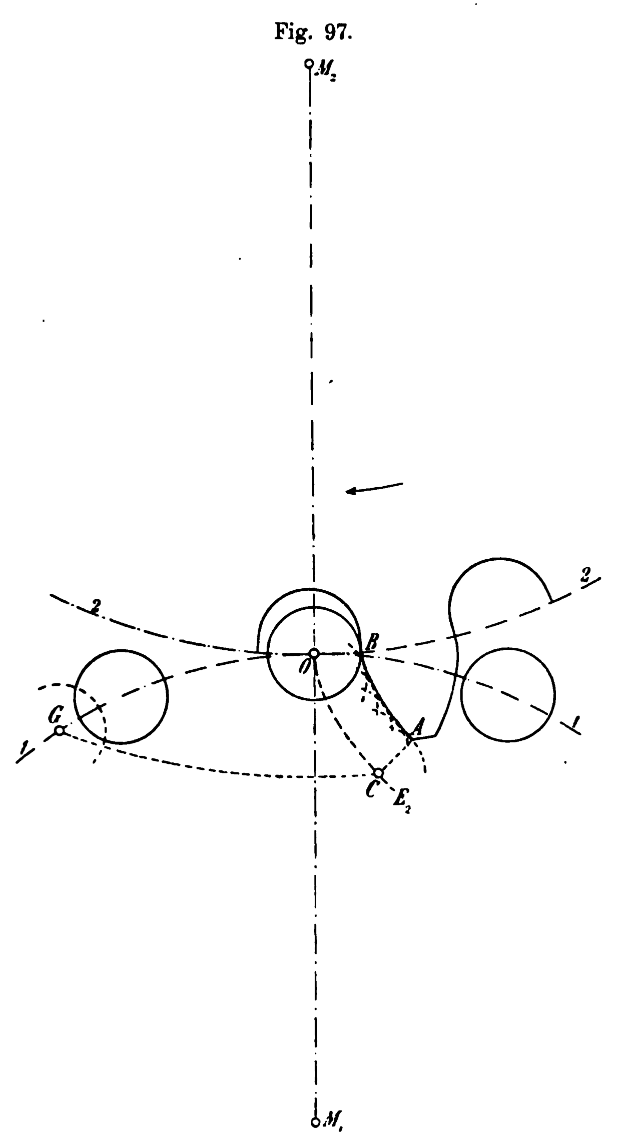
OA Epicykloide, entstanden durch Rollen von *1* auf *2*,
OB „ „ „ „ „ *2* „ *1*,

$O\,C_1$ bestimmt durch die Bahn der Kronenspitze A,
$O\,D_1$ „ „ „ „ „ „ B.

Eingriffslinie ist $E\,O\,F$ und zwar arbeiten zusammen

vor der Centrale der Punkt O des Rades 1 mit der Cykloide $A\,O$,
hinter „ „ „ „ O „ „ 2 „ „ „ $O\,B$.

Fig. 97.



Der Vortheil dieser Verzahnung besteht darin, dass mit der Zähnezahl weit herunter gegangen werden kann, was für manche Hebevorrichtungen von Vortheil ist. Der Nachtheil der Verzahnung liegt in dem Umstande, dass mit der Epicykloide des einen Rades immer nur ein und derselbe Punkt des anderen Rades gleitend arbeitet, infolgedessen die richtige Form jedes Zahnes in der Nähe dieser Punkte durch rasche Abnützung sich ändert. Grund genug, diese Verzahnung nur nothgedrungen anzuwenden.

Wächst der Rollkreis R_1, bis sein Durchmesser gleich dem Durchmesser des Theilkreises 1 geworden ist, so geht die Hypocykloide in einen Punkt O über, den wir stofflich durch einen Kreis vom Durchmesser $s = \frac{19}{40}\,t$ ersetzen, Fig. 97. Die Epicykloide, welche mit der in einen Punkt übergegangenen Hypocykloide zusammen arbeitet, ist $O\,E_2$. Wir ersetzen sie durch ihre im Abstande $\frac{s}{2} = \frac{19}{80}\,t$ liegende Aequidistante $B\,A$, welche durch Umhüllung in der Weise konstruirt wird, wie dies Fig. 97 andeutet.

Ist $A\,C$ eine Normale in A zur Flankenlinie, so ergiebt sich der Eingriffsbogen in $O\,G$. Derselbe fällt hier mit der Eingriffsstrecke zusammen und giebt einen Eingriff nur hinter der Centrale. Die Höhe der Zahnkrone richtet sich nach der Forderung, dass $\widehat{O\,G} > t$.

Diese Art der Verzahnung heisst **Triebstockverzahnung** und kommt nur noch selten vor.

Fig. 98 zeigt die „**Geradflankenverzahnung**“. Von dem einen Rad greift

ur die Wurzel, von dem anderen nur die Krone ein, infolgedessen der Eingriff uch nur auf der einen Seite der Centrale statt hat. Verwendung kann die Verıhnung da finden, wo auf die ebene Flanke besonderer Werth zu legen ist. Dielbe muss jedoch durch die kurze Eingriffsdauer unter Umständen theuer erkauft erden.

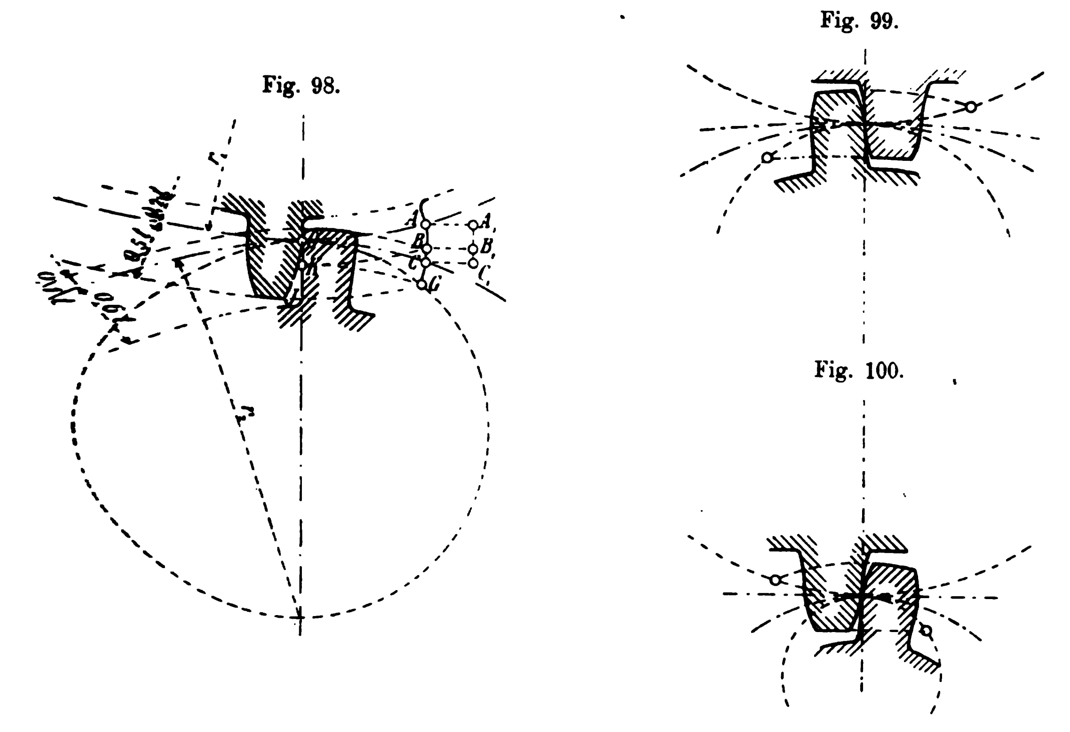


Fig. 98.

Fig. 99.

Fig. 100.

Fig. 99 giebt ein Beispiel innerer Verzahnung. Hier arbeitet dann Hypocykloide auf Hypocykloide, Epicykloide auf Epicykloide.

Fig. 100 lässt die Verzahnung einer Zahnstange erkennen. Hier arbeitet Cykloide auf Hypocykloide und Cykloide auf Epicykloide.

d. Evolventenverzahnung.

Diese Verzahnung ergiebt als Eingriffslinie eine Gerade.

Auf dem gegebenen Theilkreise vom Halbmesser R_1, Fig. 101, werde O als derjenige Punkt angenommen, in welchem jener von der Evolvente, nach welcher die Zahnflanken geformt werden sollen, geschnitten wird. Die Erzeugende $N_1\,O\,N_2$ der Evolvente schliesse mit dem Halbmesser nach dem Punkte O einen Winkel α ein, für den in der Abbildung die übliche Grösse 75° gewählt wurde, sodass der Grundkreis der Letzteren $r_1 = R_1 \sin\alpha = 0{,}966\,R_1$.

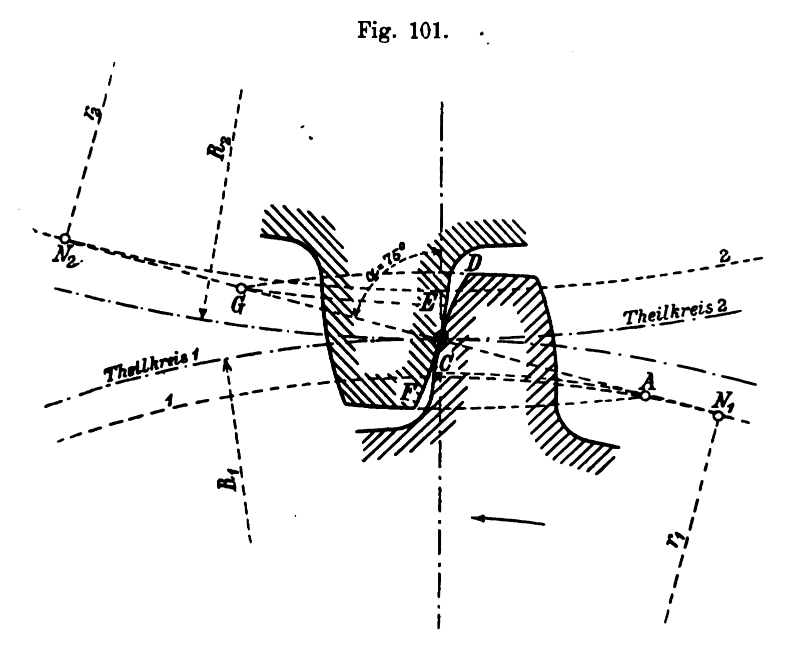
Durch Abwickelung der Geraden $N_1\,N_2$ auf dem Grundkreise *1* ergiebt sich die Kurve $C\,O\,D$, durch Abwickelung auf dem Kreise *2* die Linie $E\,O\,F$. Der Kronenkreis wird erhalten durch seinen Radius $R_1 + 0{,}3\,t$, der Wurzelkreis durch seinen Halbmesser $R_1 - 0{,}4\,t$.

Die Eingriffslinie fällt mit der Geraden $N_1\,N_2$ zusammen, die Eingriffsstrecke

ist $A\,G$. Die Eingriffsdauer wird gefunden durch Abtragung der Strecke A dem Grundkreise und Zurückführung von t auf den Grundkreis. Sie muss n grösser als 1 sein.

Liegt $A\,(G)$ innerhalb der Strecke $O\,N_1$ $(O\,N_2)$, so kann der innerha Grundkreises befindliche Theil der Zahnwurzel radial mit Abrundungsbogen Zahnkranz angeschlossen werden. Im anderen Falle ist die Kopfbahn von F : werfen und wie auf S. 178 angegeben zu verfahren.

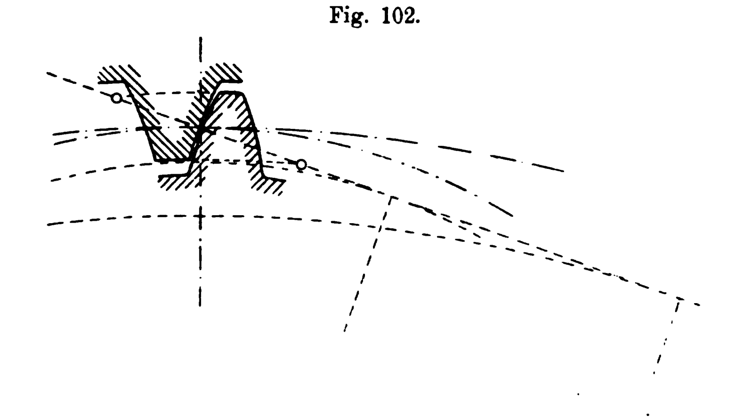
Fig. 101.



In der willkürlichen Annahme des radialen Stückes, beziehungsweise Nothwendigkeit, das Fussstück mit Rücksicht auf die Bahn des Kronenpunkte zu konstruiren, dass es nicht zum Eingriff gelangt, liegt eine Unvollkommenh angegebenen Verzahnungsweise. Sie entfällt, wenn der Wurzelkreis zum Gru genommen wird. Auch durch Auseinanderrücken der beiden Räder, wobei zu achten ist, dass die Eingriffsdauer grösser als 1 bleibt, kann Hülfe gebracht v

Fig. 102 zeigt innere Evolventenverzahnung.

Fig. 102.



Von Interesse sind nachfolgende Eigenthümlichkeiten der Evolventenzähne.

Die Richtung des Normaldruckes N ist unveränderlich, sie fällt mit $N_1 N_2$, Fig. 101, zusammen. Die Halbmesser der Grundkreise sind die gleichbleibenden Hebelarme, an denen N wirkt. Bei der Cykloidenverzahnung waren N und die Letzteren veränderlich. Die Grundkreise, deren Halbmesser mit den auf S. 172 durch ρ_1 und ρ_2 bezeichneten Grössen zusammenfallen, besitzen wegen der dort gefundenen Beziehung

$$\omega_1 \rho_1 = \omega_2 \rho_2$$

konstante Umfangsgeschwindigkeit. Deshalb können auch die Grundkreise gleich getheilt werden.

Zu einem Grundkreise gehört nur eine Evolvente, folglich ist diese unabhängig von der Lage der Erzeugenden. Wird die Lage von $N_1 N_2$ geändert, indem die beiden Wellmittel einander genähert oder von einander entfernt werden, so ändern sich demnach die Evolventenflanken nicht. Hieraus folgt, dass Räder mit Evolventenverzahnung einander genähert und von einander entfernt werden dürfen, ohne dass der richtige Eingriff dadurch gestört wird, sofern nur die Eingriffsstrecke genügend gross bleibt. (Vergl. das unter f. S. 185 u. f., Gesagte.)

e. Zahnreibung.

Die Gl. 227, S. 177, und die zur Entwickelung derselben angestellten Betrachtungen geben das Mittel an die Hand, die durch Gleiten der Zahnflanken auf einander entstehende Reibung auf graphischem Wege zu bestimmen. Rechnerisch lässt sich $\mathfrak{R}$ angenähert auf folgende Weise finden.

Die Entwickelung werde für Geradflankenverzahnung durchgeführt. Für Fig. 98, S. 181, ist

$$\mathfrak{R} = \mu \frac{\overset{\frown}{OJ} - \overset{\frown}{OK}}{\overset{\frown}{OG}}.$$

Wegen der Kongruenz von $\overset{\frown}{OJ}$ und $\overset{\frown}{ABCG}$ auch

$$\mathfrak{R} = \mu \frac{\overset{\frown}{ABCG} - \overset{\frown}{CG}}{\overset{\frown}{OG}} = \mu \frac{\overset{\frown}{ABC}}{\overset{\frown}{OG}},$$

woraus angenähert

$$\mathfrak{R} = \mu \frac{\overline{A_1 B_1} + \overline{B_1 C_1}}{\overset{\frown}{OG}}.$$

Durch Einführung von

$$2 r_1 . \overline{A_1 B_1} = \backsim \overset{\frown}{OA}^2 = \overset{\frown}{OG}^2,$$

$$2 r_2 . \overline{B_1 C_1} = \backsim \overset{\frown}{OC}^2 = \overset{\frown}{OG}^2$$

ergiebt sich

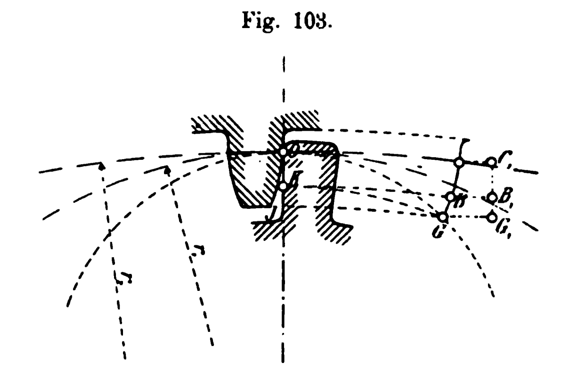
$$\mathfrak{R} = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \overset{\frown}{OG}.$$

Mit $\widehat{OG} = e =$ Eingriffsstrecke $=$ Eingriffsbogen

$$\mathfrak{R} = \frac{1}{2}\,\mu\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) e.$$

Für innere Verzahnung, Fig. 103, wird in ähnlicher Weise

Fig. 103.



$$\mathfrak{R} = \mu\,\frac{\widehat{OJ} - \widehat{OK}}{\widehat{OG}} = \mu\,\frac{\widehat{GB}}{\widehat{OG}} = \backsim \mu\,\frac{\overline{G_1 B_1}}{\widehat{OG}} = \mu\,\frac{\overline{G_1 C_1} - \overline{B_1 C_1}}{\widehat{OG}},$$

$$\mathfrak{R} = \frac{1}{2}\,\mu\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)\widehat{OG} = \frac{1}{2}\,\mu\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) e.$$

Folglich für Geradflankenverzahnung allgemein

$$\mathfrak{R} = \frac{1}{2}\,\mu\left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}\right) e, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 228$$

worin das obere Vorzeichen für äussere, das untere für innere Verzahnung gilt.

Wird nun $e = \varphi\, t$ gesetzt, sodass φ die Eingriffsdauer zum Ausdruck bringt, bedeuten ferner $\mathfrak{z}_1$ und $\mathfrak{z}_2$ die Zähnezahlen der beiden Räder, so ergiebt sich

$$2\,\pi\, r_1 = \mathfrak{z}_1\, t, \qquad 2\,\pi\, r_2 = \mathfrak{z}_2\, t,$$

$$r_1 = \frac{\mathfrak{z}_1\, t}{2\,\pi}, \qquad r_2 = \frac{\mathfrak{z}_2\, t}{2\,\pi},$$

$$\mathfrak{R} = \pi\,\mu\left(\frac{1}{\mathfrak{z}_1} \pm \frac{1}{\mathfrak{z}_2}\right)\varphi \quad \ldots\ldots\ldots \quad 229$$

Diese Gleichung darf mit Annäherung auch benützt werden, wenn der Eingriff auf beiden Seiten der Centrale statt hat, gilt also mit entsprechender Genauigkeit auch für Cykloiden- und Evolventenverzahnung.

Der Reibungskoeffizient kann als zwischen den Grenzen 0,1 bis 0,3 liegend angenommen werden, je nach der Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanke. Für die unbearbeiteten Zähne kann er 0,3 und möglicherweise noch darüber betragen, während sein Werth für die Zähne gut eingelaufener Räder noch unter 0,1 zu sinken wohl im Stande ist.

f. Krafträder, Arbeitsräder. Gesichtspunkte bei der Wahl der Zahnform.

Sehen wir ab von solchen Zahnrädern, welche bei der Uebertragung der Bewegung von einer Welle auf die andere nur einen verhältnissmässig sehr geringen

Widerstand zu überwinden haben, bei denen es sich also in erster Linie um Bewegungsvermittelung und in letzter Linie um Uebertragung von Kräften, von mechanischer Arbeit handelt, so lassen sich für die Bedürfnisse der Berechnung und Konstruktion zwei Gruppen von Zahnrädern unterscheiden.

Die Räder der einen Gruppe dienen vorzugsweise der Uebertragung von Kräften bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten oder Umgangszahlen; bei Feststellung der Abmessungen ihrer Zähne sind die Festigkeitsbedingungen allein massgebend. Als Vertreter dieser Gruppe pflegt man die Räder von Handwinden, Krahnen u. dergl. anzusehen unter Hinzufügung der Beschränkung, dass die Radgeschwindigkeit unterhalb einer gewissen Grenze bleibe.

Die Räder der zweiten Gruppe haben die Aufgabe, mehr oder minder grosse Mengen mechanischer Arbeit bei in der Regel grösserer Umfangsgeschwindigkeit oder Umgangszahl zu übertragen. Selbstverständlich müssen auch hier die Anforderungen der Festigkeit erfüllt sein. Doch stehen die Rücksichten auf Ruhe des Ganges, auf Abnützung der Zähne, auf die möglicherweise eintretenden Wirkungen der vorhandenen lebendigen Kräfte (Stösse) in erster Reihe. Als Vertreter dieser Gruppe kann das normale Triebwerkrad dienen.

Der Natur der Sache nach giebt es zwischen beiden Räderarten keine ausgeprägte Grenze; sie gehen in einander über [1]).

Wir wollen die Räder der ersten Gruppe als Kraft-, diejenigen der zweiten Gruppe als Arbeitsräder bezeichnen [2]).

Die Gesichtspunkte, welche bei der Wahl der Zahnform eines zu konstruirenden Rades zu beachten sind, werden gewonnen aus den Rücksichten auf Anfertigung, Aufstellung und auf Betrieb.

Bei der Herstellung erweist sich die einfachere Form der Evolventenzähne etwas vortheilhafter, als diejenige der Cykloidenzähne, abgesehen von der Geradflankenverzahnung, welche für Arbeitsräder des kurzen Eingriffsbogens wegen und für Krafträder infolge der Verschwächung an der Wurzel nicht empfehlenswerth ist. Bei der Aufstellung bieten Räder mit Evolventenzähnen den Vorzug, dass sie einander genähert oder von einander entfernt werden dürfen, ohne dass die Richtigkeit des Eingriffes dabei leidet (Räder der Zahnradlokomotiven, der Walzwerke u. s. w.). Die Cykloidenverzahnung gestattet dies nicht. Für Räder, welche im Betriebe eine starke Ab-

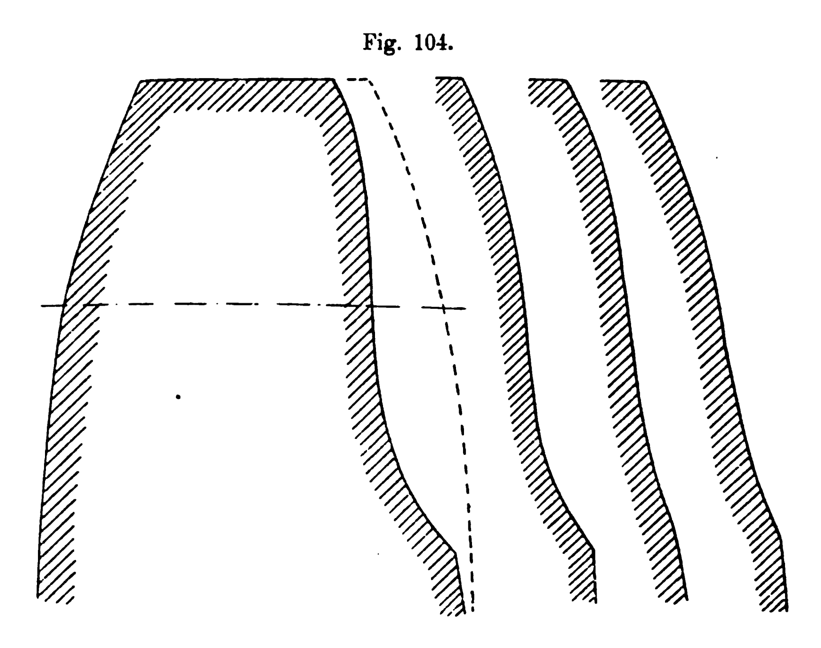
---

[1]) Die Umfangsgeschwindigkeit als Trennungsgrund einzuführen, wie es zuweilen geschieht, ist nicht richtig, weil die Abnützung zunächst nicht bloss von der Umfangsgeschwindigkeit, sondern auch von der Dauer des Betriebes abhängt, abgesehen von anderen Einflüssen, denen die Zähne ausgesetzt sind, und weil sie ferner bei zwei zusammenarbeitenden Rädern, welche eine gemeinschaftliche Umfangsgeschwindigkeit besitzen, für das kleinere Rad grösser ausfallen muss, als für das grössere, sodass es entsprechender erscheint, die Umgangszahl massgebend sein zu lassen, anstatt der Umfangsgeschwindigkeit. Nur der Einfluss der lebendigen Kräfte wird durch die letztere, unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen gemessen. Aber auch hier bietet die Art des Betriebes einen besseren Anhalt, als die alleinige Kenntniss der Umfangsgeschwindigkeit.

[2]) Die übliche Bezeichnung der ersten Räderart als Winden- oder Krahnräder erscheint mit Rücksicht darauf, dass häufig bei Winden und Krahnen auch Räder auftreten, welche eben nicht als „Winden- oder Krahnräder“ behandelt werden dürfen, entschieden bedenklich. Die oben gewählte Bezeichnung wird dem Zwecke der Unterscheidung besser entsprechen und einem ähnlichen Bedenken nicht begegnen.

nützung erfahren, ist dieser Vorzug nur bei der ersten Aufstellung vorhanden, we die Evolventenform bald verschwindet, um einer anderen, dem Charakter der Cykloiden verzahnung sich nähernden Gestalt Platz zu machen, wie sich das oft beobachten läss Fig. 104, linker Theil, zeigt beispielsweise einen ursprünglich mit Evolventenflanke

Fig. 104.



versehenen Kamm, welchen Verfasser in vier Exemplaren dem Vorgelege einer norma belasteten Dampfmaschine entnahm. Die linke Flanke hat nicht gegriffen und infolge dessen ihre Form bewahrt, die rechte hat mit den Eisenzähnen gearbeitet und dabe die Evolventenform vollständig verloren und sich der Cykloidenform genähert. Di sich rechts anschliessenden Kurvenzüge geben die durch Abnützung entstandene Profile der drei anderen Kämme. Der ruhige Gang solcher Evolventenräde ist deshalb auch nicht unabhängig von der Abnützung der Lager, w zuweilen angenommen wird.

Bei gleicher im Theilkreis gemessener Theilung pflegt der Evolventenzahn a der Wurzel stärker auszufallen, als der Cykloidenzahn, infolgedessen jener eine grösseren, auf Abbrechen wirkenden Momente Widerstand leistet als dieser, welch Umstand da von Vortheil ist, wo die Festigkeit die Theilung bestimmt, d. i. b Krafträdern und bei solchen Triebwerkrädern, deren Zahnabmessungen durch d Wirkungen lebendiger Kräfte bestimmt werden. Bei Triebwerkrädern, bei denen d Zahnabmessungen durch die Rücksichten auf Abnützung sich grösser ergeben, a die Festigkeitsgesetze fordern, ist ein solcher Vortheil nicht vorhanden.

Die Abnützung der Zähne wächst unter sonst gleichbleibenden Verhältniss mit der mechanischen Arbeit, welche auf Ueberwindung der Zahnreibung verwend werden muss, ferner mit der verhältnissmässigen Pressung, welche in der Berührung fläche zweier Zähne herrscht, und vermindert sich, wenn die Grösse der reibend Flächen, auf welche sich der Zahndruck vertheilt, zunimmt.

Denken wir uns zwei Räderpaare, das eine mit Cykloiden-, das andere n Evolventenverzahnung, beide unter denselben Verhältnissen arbeitend. Der Normaldru

des letzteren Paares sei gleich dem mittleren Normaldruck des ersteren, ebenso sei die Reibungsarbeit für beide Räderpaare gleich. Wird von innerer Verzahnung und von dem Falle abgesehen, dass der Durchmesser des Rollkreises grösser als der Halbmesser des Theilkreises ist, so berühren bei der Cykloidenverzahnung die hohle Hypocykloide, die höchstens in eine Gerade übergeht, die gewölbte oder erhabene Epicykloide, bei der Evolventenverzahnung die beiden erhabenen Evolventen einander. Dabei erfolgt eine Zusammendrückung des Materials, infolgedessen die ursprüngliche Berührungslinie in eine Berührungsfläche übergeht, welche im Falle der Berührung, Fig. 105 (Erhaben auf Hohl), breiter ausfällt, als bei Fig. 106 (Erhaben auf Er-

Fig. 105.

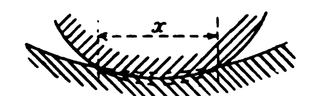
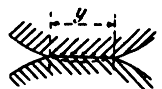


Fig. 106.



haben), d. h. x ist grösser als y, damit wird die grösste Pressung in der Berührungsfläche im ersten Falle kleiner als im letzteren. Aus diesem Grunde muss sich die Abnützung der Evolventenzähne grösser ergeben, als diejenige der Cykloidenzähne. Daraus ist dann weiter zu schliessen, dass bei beabsichtigter gleicher Dauer der Verzahnung und unter sonst gleichbleibenden Umständen die Letzteren die Uebertragung einer grösseren Kraft gestatten als die Ersteren. Diese Eigenthümlichkeit ist bei der Konstruktion von Evolventenrädern für Triebwerke meist übersehen worden; man hat die Zähne derselben nicht selten sogar noch stärker belastet, weil ihre Festigkeit an der Wurzel grösser erscheint, als diejenige der Cykloidenzähne. Die Folge war ein schnelleres und unregelmässigeres Abarbeiten der Zahnflanken, welches noch dadurch erhöht werden musste, dass — Fig. 101, S. 182 — die Breite CO der kleinen Fläche, über welche sich die Abnützung beim Darüberhinweggleiten der Fläche von der Breite OF vertheilt, vergleichsweise klein ist.

Die Ausserachtlassung dieser Verhältnisse ist zu einem grossen Theile die Ursache des ungünstigen Rufes, in welchen die Evolventenverzahnung für Triebwerkräder gerathen ist. Trägt man ihnen Rechnung, so müssen die Zähne mit Evolventenflanken mindestens breiter gehalten werden; infolgedessen fallen Evolventenräder schwerer und theurer aus, als sonst gleichwerthige Cykloidenräder.

Das Vorstehende zusammengefasst giebt für Arbeitsräder im Allgemeinen der Cykloidenverzahnung den Vorzug.

Ruhiger Gang fordert möglichst grosse Rollkreise, ebenso die Rücksicht auf Abnützung, welche um so geringer ausfällt, je mehr Zähne im Eingriff sind. Andererseits wächst diese, wenn die Berührung von Erhaben auf Hohl, Fig. 105, in Erhaben auf Erhaben, Fig. 106, übergeht. Daher soll mit dem Durchmesser des Rollkreises nicht über den Radius des Theilkreises hinausgegangen werden.

Die Verzahnungen in Fig. 96 und 97, S. 179, bezw. 180, kommen nur bei Wagenwinden und Konstruktionen für ähnliche Zwecke in Betracht.

2. Berechnung der Zähne.

Es bezeichne

r den Halbmesser des Theilkreises,
t die Theilung,
b „ Zahnbreite $= \psi\, t$,
l „ Zahnlänge, in der Regel $= 0{,}7\, t$,
s „ Zahnstärke, auf dem Theilkreise gemessen,
P den Zahndruck, bestimmt dadurch, dass das zu übertragende Drehungsmoment gleich $P\, r$ ist,
n die Umgangszahl des Rades in der Minute,
N „ Pferdestärken, welche zu übertragen sind.

a. Krafträder.

Wie S. 185 erörtert, werden unter dieser Bezeichnung Räder verstanden, welche vorzugsweise der Uebertragung von Kräften bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten oder Umgangszahlen dienen und deren Zahnabmessungen lediglich durch Festigkeitsrücksichten bestimmt erscheinen.

Unter der Annahme, dass der Zahndruck P an der Ecke bei A (B) aufsetzt, Fig. 87, S. 174, und hierbei tangential wirkt, ergiebt sich für den wahrscheinlichen Bruchquerschnitt $D\, G$ das biegende Moment $P\, l \cos \varphi$ und infolgedessen mit der Genauigkeit, mit welcher der Zahn als Prisma von der Höhe b und dem rechteckigen Querschnitt $l\, x$ aufgefasst werden darf,

$$P\, l \cos \varphi = \sigma_b \frac{1}{6} \frac{l}{\sin \varphi} x^2,$$

$$\sigma_b = \frac{3\, P \sin 2\, \varphi}{x^2}.$$

Die Biegungsanstrengung σ_b erlangt hiernach ihren grössten Werth für $\varphi = 45^0$. Derselbe beträgt

$$\sigma_b = \frac{3\, P}{x^2}.$$

Greift die Kraft P an der Zahnkrone in der Mittelebene des Rades an, so folgt aus

$$P\, l = \sigma_b \frac{1}{6}\, b\, x^2,$$

die grösste Biegungsanstrengung an der Zahnwurzel zu

$$\sigma_b = \frac{6\, P\, l}{b\, x^2}.$$

Beide Anstrengungen fallen gleich gross aus für

$$\frac{3\, P}{x^2} = \frac{6\, P\, l}{b\, x^2},$$

$$b = 2\, l = 1{,}4\, t,$$

d. h. soll die Stärke des Zahnes in beiden Fällen gleiche Sicherheit gewähren, so müsste die Zahnbreite gleich der doppelten Zahnlänge sein. Bei grösserer Breite würde die Gefahr des Abbrechens der Ecke überwiegen. Mit Rücksicht jedoch darauf, dass das Zutreffen der Annahme, die Kraft P greife an der äussersten Ecke an, bei einigermassen sorgfältiger Arbeit um so weniger wahrscheinlich ist, als man die grösste Belastung erst zulässt, nachdem sich die Räder etwas eingelaufen haben, wird der Gleichheit der Anstrengungen ein grösserer Werth von b als $2\,l = 1{,}4\,t$ entsprechen. Wir schätzen diesen Werth unter Voraussetzung mittlerer Verhältnisse bei $l = 0{,}7\,t$ zu $2\,t$, sodass also eine Vergrösserung von b über $2\,t$ hinaus keine Vermehrung der Sicherheit gegen Abbrechen bringt, da bei Wahl von $b > 2\,t$ der Zahn durch einseitiges, zwischen B und G vor sich gehendes Aufsetzen über Eck — und nicht im Grunde über die ganze Breite b — abbrechen könnte.

Unter Beachtung dieses Ergebnisses kann die Biegungsgleichung

$$P\,l = \frac{1}{6}\,k_b\,b\,x^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 230$$

allein zum Ausgangspunkt der Berechnung genommen werden. Mit

$$l = \alpha\,t, \qquad x = \beta\,t$$

folgt

$$P = \frac{1}{6}\,\frac{\beta^2}{\alpha}\,k_b\,b\,t,$$

und sofern gesetzt wird

$$k = \frac{1}{6}\,\frac{\beta^2}{\alpha}\,k_b, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 231$$

$$P = k\,b\,t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 232$$

Die Einführung von $\alpha = 0{,}7$ und $\beta = 0{,}5$ bis $0{,}55$ führt zu

$$k = 0{,}06\,k_b \text{ bis rund } 0{,}07\,k_b \quad \ldots\ldots\ldots \quad 233$$

Für Gusseisen ergiebt sich unter Voraussetzung der Belastungsweise b (S. 34 und 35), wenn mit dem abgerundeten Mittelwerth $k_b = 300$ gerechnet wird,

$$k = 18 \text{ bis } 21.$$

In der Gl. 232 ist demnach für Gusseisenzähne der Koeffizient k mit 18 bis 21 einzuführen. Wird der letztere Werth verwendet, so ist nach Massgabe des oben Erörterten gleichzeitig die Bedingung $b \leqq 2\,t$ zu beachten. Entscheidet man sich aus besonderen Gründen für eine grössere Breite, so muss dann jedenfalls bei Benützung der Gl. 232 die Beziehung

$$k \leqq 21\,\frac{2\,t}{b} \qquad \text{für} \qquad b \geqq 2\,t \quad \ldots\ldots\ldots \quad 234$$

festgehalten werden. Hiernach würde beispielsweise für ein Rad, welches $b = 3\,t$ erhalten soll, der in Gl. 232 einzusetzende Koeffizient k

$$21\,\frac{2\,t}{3\,t} = 14$$

nicht überschreiten dürfen, falls die Inanspruchnahme des Materials bei einseitigem Aufsetzen des Zahndruckes innerhalb der gezogenen Grenzen bleiben soll.

Wenn die Belastungsweise der Zähne sich von der Beanspruchungsweise b (S. 34 und 35) entfernt und der Beanspruchungsweise a nähert, so kann k_b höher gewählt werden. Das ist z. B. der Fall bei Winden, welche mit grosser Unterbrechung oder nicht

häufig mit der vollen Belastung arbeiten. Dann darf k_b wohl auf durchschnittlich 400 erhöht, also $k = 24$ bis 28 gesetzt werden. Eine weitere Erhöhung würde für Gusseisen unter Umständen noch nach Massgabe des S. 37 Bemerkten zulässig sein. Andererseits ist zu beachten, dass man bei Windenrädern mit der Theilung nicht gern unter etwa 2,5 cm geht, da sonst bei sehr kleiner Theilung gegen Zufälligkeiten, wie sie sich leicht einstellen können (ruckweises Anziehen der Kurbel u. dergl.), nicht genügend Sicherheit vorhanden zu sein pflegt. Braucht mit solchen Zufälligkeiten nicht gerechnet zu werden, so entfällt der Grund für Einhaltung der bezeichneten oder einer ähnlichen Grenze.

Weicht $x = \beta\, t$ wesentlich von der gemachten Annahme 0,5 bis 0,55 t ab, so ist das bei Feststellung von k nach Gl. 231 zu berücksichtigen, oder auf Gl. 230 zurückzugreifen. Das Gleiche würde gelten, wenn l erheblich von 0,7 t sich entfernt.

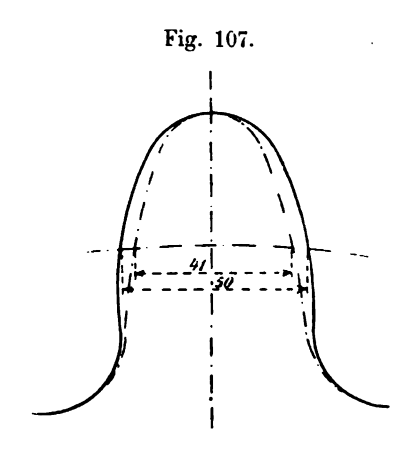
Der Umstand, dass dann, wenn die durch die Zahnkrone B, Fig. 87, S. 174, gehende Flankenlinie in Berührung tritt, noch ein zweiter Zahn im Eingriff ist, lässt sich im Allgemeinen nicht mit Bestimmtheit in Rechnung ziehen, bietet jedoch durchschnittlich eine Erhöhung der Sicherheit. In besonderen Fällen kann man veranlasst sein, den gleichzeitigen Eingriff des zweiten Zahnes zu berücksichtigen. Dabei wird allerdings auf die einem solchen Einzelfalle eigenthümlichen Verhältnisse einzugehen sein.

Wenn es sich um ein anderes Material als Gusseisen handelt, so ist auf Gl. 230 zurückzugreifen und k_b den unter E, S. 33 u. f. gemachten Angaben entsprechend zu wählen (Zähne der Zahnstangenwinden, der Zahnradlokomotiven [1]) u. s. w.).

---

[1]) Ein lehrreiches Beispiel von solchen Rädern bieten die Lokomotiven der Vitznau-Rigibahn, namentlich auch von dem Gesichtspunkte aus, dass über diese Bahn eine zwanzigjährige Erfahrung vorliegt. (E. Strub, Schweizerische Bauzeitung 1890, Bd. 16, S. 129 u. f.)

Fig. 107.



Die in die Zahnstange greifenden Triebzahnräder, ursprünglich aus Schmiedeisen hergestellt, wurden nach kurzer Zeit infolge der raschen Abnützung der Zähne durch solche aus geschmiedetem Tiegelgussstahl ersetzt, von dem 7000 kg Zugfestigkeit und 18 % Dehnung verlangt wird. Ein probeweise angewendetes schmiedeisernes Rad mit eingesetzten (gehärteten) Zähnen erwies sich weniger dauerhaft, als die Stahlräder. Die Hauptabmessungen sind: Zähnezahl 20, Theilung 100 mm, Theilkreisdurchmesser 636,6 mm, Zahnbreite 100 mm mit Zuschärfung der Zahnkrone auf 90 mm, Zahnstärke 50 mm, Zahnwurzel 40 mm, Zahnkrone 35 mm. Die Zahnbegrenzung (mit Evolventengrundform) ist in Fig. 107 durch die ausgezogenen Linien wiedergegeben. Ursprünglich war das Profil der Zahnkrone aussen in der üblichen Weise gerade begrenzt; im Interesse der Zahnstangenzähne wurden sie später durch die abgerundete Form, wie Fig. 107 zeigt, ersetzt.

Der Grösstwerth des Zahndruckes im Betriebe beträgt 6800 kg. Dies entspricht nach Gl. 232, d. i.

$$6800 = k \,.\, 10 \,.\, 10,$$

dem Werthe

$$k = 68.$$

In 9 bis 10 Jahren, entsprechend einer Kilometerzahl von 25 200 bis 28 000, nützt sich der Zahn von 50 mm auf 40 bis 41 mm Stärke ab, wie in Fig. 107 durch die strich-punktirte Linie eingetragen ist. Hierbei wurde die Achse einmal gewendet, damit die anderen Zahnflanken ebenfalls

Fällen dieser Art werden auch die im vorhergehenden Absatz berührten, P und sen Hebelarm betreffenden Verhältnisse zu erwägen sein.

Ist das zu übertragende Drehungsmoment gegeben, so ist Gl. 237, S. 194, zu ützen und das im Anschlusse an dieselbe Gesagte zu beachten.

b. Arbeitsräder.

Unter Bezugnahme auf das S. 185 Gesagte genügt es zu bemerken, dass unter ser Benennung Räder verstanden werden, welchen die Aufgabe obliegt, mehr oder nder grosse Mengen mechanische Arbeit bei in der Regel erheblichen Umfangsschwindigkeiten oder Umgangszahlen zu übertragen. Hierher gehören deshalb die entlichen Transmissions- oder Triebwerkräder.

Zu den Anforderungen der Festigkeit, welche unter a allein in Betracht mmen, treten hier noch zwei weitere Bedingungen: die Pressung in den aufeinler gleitenden Berührungsflächen zweier Zähne und die Arbeit der Zahnreibung,

---

ı Angriff gebracht werden konnten. Auch bei dem Tiegelgussstahl zeigt sich, dass mehr ein ıuetschen, als ein Abreiben des Materials statt hat. Infolge der Bahnkrümmungen nach links l rechts weisen die Zahnflanken nach den Stirnseiten des Rades hin eine um etwa 1,5 mm stärkere nützung auf, als in der Mitte.

Die Biegungsbeanspruchung k_b der abgenützten Zähne ergiebt sich bei dem grössten riebsdruck unter Zugrundelegung eines Hebelarmes von 60 mm für den letzteren, sowie einer ne des Bruchquerschnittes von 48 mm, und unter der Annahme, dass dabei nur ein Zahn an der ›ertragung Theil nimmt, aus

$$6800 \,.\, 6 = \frac{1}{6}\, k_b \,.\, 10 \,.\, 4{,}8^2$$

$$k_b = \sim 1060 \text{ kg}.$$

Die auf derselben Achse sitzenden Gussstahl-Triebräder haben je 43 Zähne bei 684 mm Durchsser, 50 mm Theilung, 150 mm Breite, 24 mm Stärke und 34 mm Länge der Zähne (Evolventenm). Da der grösste Zahndruck

$$\frac{1}{2}\; 6800\; \frac{636{,}6}{684} = 3164 \text{ kg}$$

rägt, so folgt (Gl. 232) aus

$$3164 = k \,.\, 15 \,.\, 5$$

$$k = 42{,}2 \text{ kg}.$$

Die eingreifenden Antriebräder von 14 Zähnen bei 222,7 mm Durchmesser waren ursprünglı ebenfalls aus Gussstahl. Dabei stellte sich ein häufiges Anfressen der Zahnflanken ein. Im nter 1882/83 wurden Rothgussräder eingesetzt, die sehr befriedigend arbeiten. Die Zahnflanken iben stets glatt und diejenigen der grösseren Räder nützen sich fast gar nicht ab. Nach 7 bis ahren ist eine Abnützung um 4 bis 5 mm zu verzeichnen, alsdann tritt Ersetzung ein. Seit 7 laufen 4 Lokomotiven mit Rädern aus Deltametall, von denen eine Dauer von 10 Jahren artet wird.

Die Biegungsanstrengung k_b der abgenützten Zähne der Antriebräder ergiebt sich bei m Hebelarm der Höchstkraft von 3164 kg und 2,2 cm Höhe des Bruchquerschnitts aus

$$3164 \,.\, 2{,}8 = \frac{1}{6}\, k_b\; 15 \,.\, 2{,}2^2$$

$$k_b = 733 \text{ kg},$$

ist für Rothguss jedenfalls ziemlich viel; für Deltametall jedoch recht wohl zulässig.

welche sich in Abnützung der Zahnflanken und in Erwärmung der Zähne äussern, dürfen je eine gewisse, übrigens von den Betriebsverhältnissen abhängige Grösse nicht überschreiten. Die erstere dieser beiden Forderungen ist nach Wissen des Verfassers scharf und bestimmt zuerst von Kankelwitz bei der Berechnung der Zähne in den Vordergrund gestellt und unter der im Allgemeinen zutreffenden Annahme, dass diese Berührungsfläche proportional der Theilung und der Zahnbreite ist, in der Gleichung

$$P = k_1 \, b \, t,$$

worin k_1 einen Erfahrungskoeffizienten bedeutet, zum Ausdruck gebracht worden. Dieselbe hat genau die Form wie Gl. 232, sodass diese auch für Arbeitsräder beibehalten werden kann, nur wird dann der Koeffizient k im Allgemeinen eine andere Bedeutung besitzen, als für Krafträder. Während dort k durch die Gl. 231 erklärt ist, wird sein Werth für Arbeitsräder, wenn man gleichzeitig auch die zweite, d. i. die wichtigere der angeführten Forderungen berücksichtigt, unter Anderem abhängig sein von der Anzahl der Eingriffe, die ein und derselbe Zahn vollführen soll, ehe rasche, bis zur Unbrauchbarkeit gehende Abnützung oder unzulässiges Warmlaufen der Zähne zu erwarten ist.

Soll die Abnützung erst nach einer gewissen Zeit eintreten, so muss k um so kleiner genommen werden, je grösser die Umgangszahl n des Rades, je mehr Stunden dasselbe während des Jahres im Betriebe ist, je mehr die sonstigen Einflüsse, denen das Rad ausgesetzt, die Abnützung fördern, je weniger das Zahnmaterial Widerstandsfähigkeit der letzteren entgegensetzt, je mehr die auf Abnützung wirkende Zahnreibung beträgt; je ungleichförmiger die Kraftübertragung, je kleiner die Eingriffsdauer $\left(= \frac{\text{Eingriffsbogen}}{\text{Theilung}}\right)$.

Es ist unmöglich, jedem dieser Einflüsse in bestimmter Weise Rechnung zu tragen, infolgedessen dem Ermessen des Konstrukteurs weiter Spielraum gelassen werden muss. Anhalt gewährt das Folgende.

Für normale Arbeitsräder (Triebwerk- oder Transmissionsräder) mit Cykloidenverzahnung bei Umgangszahlen bis $n =$ rund 250 kann genommen werden bei Gusseisen auf Gusseisen

$$k = 20 - \sqrt{n}, \qquad \text{. . . . . 235}$$

woraus

für	$n = 16$	36	64	100	144	196	256
	$k = 16$	14	12	10	8	6	4,

welchen fünf ersten Werthen nach Beziehung 234 eine höchstens zulässige Zahnbreite von

$2{,}6\,t \qquad 3\,t \qquad 3{,}5\,t \qquad 4{,}2\,t \qquad 5{,}25\,t$

entspricht.

Bei Holz auf Gusseisen gelten etwa 0,4 bis 0,5 dieser Werthe für k und zwar 0,4 bei den geringeren und 0,5 bei den grösseren Umgangszahlen, sodass z. B.

für	$n = 64$	144	256
	$k = 12 \,.\, 0{,}4 = 4{,}8$	$8 \,.\, 0{,}45 = 3{,}6$	$4 \,.\, 0{,}5 = 2.$

Ueber diese Werthe, wie auch über die aus Gl. 235 sich ergebenden Grössen, geht man im Falle der Nöthigung noch erheblich hinaus; je sorgfältiger die

onstruktion, die Ausführung und die Wartung der betreffenden Anlage ist, um so ier kann dies geschehen [1]).

Räder mit Evolventenverzahnungen sind etwas geringer zu belasten (vergl. die erauf bezüglichen Auseinandersetzungen S. 185 u. f.).

Bei Wasserradzahnkränzen, welche vom Spritzwasser benetzt werden, durch das e Oxydation der Zahnflanken begünstigt und durch welches in den meisten Fällen ine Sandtheilchen auf die Zahnflanken gelangen und hier schmirgelartig wirken, ll k keinesfalls höher als 12 genommen werden, wenn möglich nicht über 10, und lbst dann ist nach den Erfahrungen des Verfassers meist noch eine starke Abnützung i verzeichnen. Die Anordnung solcher Räder im Spritzwasser ist aus diesem Grunde, enn irgend thunlich, zu vermeiden [2]).

Für das in ein verzahntes Schwungrad eingreifende Stirnrad ist k der periodischen Ungleichförmigkeit wegen, infolge welcher gewisse Zähne stärker beansprucht erden als andere, etwas kleiner zu nehmen, als der Gleichung 235 entspricht, etwa m 10 % in normalen Fällen.

Rädern, deren Zähne zuweilen die Eingriffsflanke wechseln oder welche stark tossen, überhaupt solchen Rädern, deren Zähne dem Einflusse starker Schwankungen ler lebendigen Kräfte in den getriebenen oder treibenden Massen ausgesetzt sind, giebt man möglichst reichliche Abmessungen, soweit das eben die Verhältnisse, zu denen sich auch finanzielle Rücksichten gesellen, erlauben.

Zum Theil aus diesem Grunde werden z. B. die Räder zum Betriebe der Mahlgänge bei Holz auf Eisen mit $k = 2$ bis 3 entworfen, während ein normales Triebwerkrad bei derselben Umgangszahl mit $k = 4$ bis 4,5 zu belasten sein würde.

Bei Beurtheilung der Wirkung der Stösse kommt ausser den stossenden Massen noch in Betracht, ob mehr oder minder elastische Konstruktionstheile in der Nähe der Stossstellen bei der Uebertragung betheiligt sind.

Arbeiten Räder Tag und Nacht fast ununterbrochen, so muss k natürlich kleiner gewählt werden, sofern angenähert auf dieselbe Dauer gerechnet wird, wie bei unter sonst gleichen Verhältnissen thätigen normalen Rädern, welche etwa nur 12 Stunden während des Tages im Betrieb sind.

Erscheint Gusseisen als Zahnmaterial ungenügend, so muss zu Stahlguss, zu schmiedbarem Eisen oder Stahl, zu Bronce, insbesondere Phosphorbronce, zu Delta-

---

[1]) Gefälliger Mittheilung von zuverlässiger Seite verdankt Verfasser folgende Angaben.

1 Kegelräderpaar, Holz auf Eisen, von 3200 mm und 800 mm Theilkreisdurchmesser, 120 und 30 Zähnen (örtliche Verhältnisse nöthigten zu so kleiner Zähnezahl), 280 und 310 mm Zahnbreite, 40 und 160 Umdrehungen in der Minute, läuft bei Vollbetrieb mit k = reichlich 10, bei sorgfältigster Konstruktion, Ausführung und Wartung (Schmierung), heiss. Die starke Temperaturerhöhung geht durch die Nabe auf die Welle bis in das Lager.

1 zweites Kegelräderpaar, Holz auf Eisen: 3600 und 900 mm Theilkreisdurchmesser, 144 und 36 Zähne, 250 mm Kammbreite, 40 bezw. 160 Umdrehungen in der Minute, läuft bei Vollbetrieb mit $k = 9{,}7$ nicht nur befriedigend, sondern die Kämme zeigen auch — bei allerdings vorzüglicher Wartung — verhältnissmässig geringe Abnützung im Laufe von 5 Jahren. Art des Betriebes: Holzschleiferei. Hierbei ist k für den mittleren Raddurchmesser berechnet (vergl. die Berechnung des Kegelräderpaares $e\,f$, Fig. 126, S. 217).

Verfasser möchte jedoch entschieden abrathen, mit der Belastung der Zähne ohne dringende Nöthigung auch nur angenähert so weit zu gehen.

[2]) Vergl. des Verfassers bereits S. 166 erwähnte Arbeit über Turbinen und vertikale Wasserräder, namentlich S. 165 und 166 daselbst.

metall oder sonstigen Legirungen gegriffen werden, sofern überhaupt Räderb nicht vermieden werden kann.

Das Vorstehende dürfte genügen, um die Aufmerksamkeit auf die bei der von k massgebenden Punkte zu lenken.

Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so bestimmt sich Zugrundelegung der oben gewählten Bezeichnungen die Theilung auf folgende V

$$75\,N = P\,\frac{2\pi r}{100}\,\frac{n}{60},\qquad 2\pi r = \mathfrak{z}\,t,$$

$$P = k\,b\,t = k\,\psi\,t^2,$$

$$t = 10\,\sqrt[3]{\frac{450}{\psi\,\mathfrak{z}\,k}\,\frac{N}{n}}\,. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

Ist das zu übertragende Moment M in Kilogramm-Centimeter gegeben, s

$$M = P\,r = k\,\psi\,t^2\,\frac{\mathfrak{z}\,t}{2\pi}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi\,\mathfrak{z}\,k}\,M}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

Um für den Halbmesser des Rades eine rationale und bequeme Zahl zu erh empfiehlt es sich, die Theilung t in einem einfachen Verhältniss zu π zu neh wie das ohne Weiteres aus $r = \frac{\mathfrak{z}\,t}{2\pi}$ folgt.

c. Zahnbreite. Zähnezahl. Uebersetzungsverhältniss. Holz auf Eise

Bezüglich der Zahnbreite, d. i. der Grösse von ψ in $b = \psi\,t$ ist zu dass für Windenräder $b = 2\,t$, für gewöhnliche Triebwerkräder $b = 2\,t$ für Triebwerkräder, welche grosse Mengen mechanischer Arbeit zu übert wie z. B. verzahnte Schwungräder der Dampfmaschinen u. s. w., b bis 5

Zu so grossen Breiten entschliesst man sich nur, um die Theilu lichkeit klein zu halten. Je kleiner unter sonst gleichbleibenden Ve Theilung, um so ruhiger ist der Gang. Der Grund liegt in der gro dauer und darin, dass unter der Annahme, etwaige Fehler in der T dieser proportional, eine solche Unregelmässigkeit auf die Winkelg bei gleichbleibendem Radius einen um so geringeren Einfluss hat, je Theilung ist.

Gewöhnlich geht man mit t nicht gern über 80 mm hinaus, wobei 4,5 t bis 5 t unter Beachtung der Beziehung 234 gewählt werden dürfen mit nicht auszukommen, so muss eben die Theilung grösser zugelassen ist dann immer auf genügend grosse Rollkreise für die cyklischen K damit die Eingriffsdauer die erreichbare Grösse erlangt (vergl. S. 17

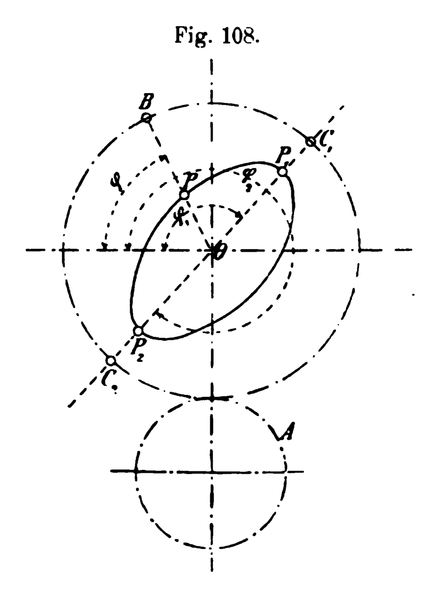
Selbstverständlich müssen so breite Zähne sorgfältig bearbeitet auf eine Berührung über die ganze Breite gerechnet werden darf. laufende Räder bis rund 130 mm Theilung bei 600 mm Breite vorhand dere Zwecke wurden noch breitere Räder ausgeführt. S. 202 findet sich 251 mm Theilung und 1100 mm Breite angegeben (vergl. auch S. 214 unte

Was die **Zähnezahl** anbelangt, so ist ihr Mindestwerth für Krafträder in der Regel auf 10 bis 11, in besonderen Fällen noch bedeutend geringer, für Triebwerkräder zu etwa 24 anzunehmen. Je grösser die Zähnezahl, um so ruhiger der Gang, aus Gründen, welche oben für kleine Theilung sprachen. Deshalb ist als Grundsatz festzuhalten, ʒ so gross zu wählen, als es die Verhältnisse mit Rücksicht auf die Anlagekosten gestatten.

Zu beachten ist bei der Wahl von ʒ die Anzahl der Arme. Bei Rädern mit Holzzähnen und bei getheilten Rädern muss die Zähnezahl meist ein Vielfaches der Armzahl sein. Wünschenswerth ist es auch für die übrigen Räder, wenn auch nicht gerade nothwendig.

Von Einfluss auf ʒ ist noch das Uebersetzungsverhältniss zweier Räder. Die selbst bei der sorgfältigsten Ausführung in der Regel auftretenden Ungenauigkeiten sind die Ursachen, dass das Räderpaar zu Anfang der Inbetriebsetzung die Periode des „Einlaufens" durchzumachen hat. Dieses Einlaufen besteht in einem gegenseitigen Abarbeiten der Zahnflanken, bis zur Herstellung des guten Eingriffs. Dasselbe erfolgt in kürzester Zeit, wenn immer dieselben Zahnflanken aufeinander treffen. Daraus darf geschlossen werden, dass unter Voraussetzung gleichförmiger oder angenähert gleichförmiger Kraftübertragung das Uebersetzungsverhältniss 1 : 1 das beste ist, dann folgen die Quotienten 1 : 2, 1 : 3, 1 : 4, 1 : 5 u. s. w., weniger günstig sind 2 : 3, 2 : 5, 2 : 7, 2 : 9 u. s. w., noch weniger 3 : 4, 3 : 5, 3 : 7, 4 : 7 u. s. w. Primzahlen unter sich, wie z. B. 25 : 26, 31 : 43 geben von diesem Gesichtspunkte aus die schlechtesten Uebersetzungsverhältnisse. Sie sind nur da am Platze, wo überhaupt ein Einlaufen unmöglich oder nicht nöthig ist. Hiernach sind sie im Allgemeinen als unzulässig zu verwerfen. Die noch zuweilen in Büchern auftretende Regel, die Zähnezahlen sollen Primzahlen unter sich sein, ist schon längst von der Praxis und der auf Erfahrung sich stützenden Theorie verworfen worden.

Fig. 108.



Bei periodischer Veränderlichkeit des Zahndruckes ist hinsichtlich des zu wählenden Uebersetzungsverhältnisses folgendes von der rationellen Praxis ebenfalls bereits seit lange Beachtete im Auge zu behalten.

In Fig. 108 sei die Linie $P\ P_1\ P_2$ die Polarlinie des Zahndruckes P, wie er bei Drehung der Welle O überwunden werden muss, sodass also beispielsweise der Fahrstrahl $O\ P$ die Grösse P für den Drehungswinkel φ darstellt. Den Drehungswinkeln φ_1 und φ_2 entsprechen grösste Werthe $\overline{O\ P_1}$, bezw. $\overline{O\ P_2}$, von P. In diesem Falle nützen sich vorzugsweise diejenigen Zähne des Rades B ab, welche in der Nähe der Theilkreispunkte C_1 und C_2 liegen. Wählen wir nun das Uebersetzungsverhältniss vom Rade A auf das Rad B 1 : 1, so finden sich auf dem ersteren ebenfalls zwei Stellen, an denen sich die Zahnflanken vorzugsweise abnützen, während die übrigen Zähne nur sehr wenig

in Anspruch genommen werden. Beide Räder werden, gleiches Zahnmaterial vorausgesetzt, sehr bald und nahezu gleichzeitig unbrauchbar werden.

Wird $A : B = 1 : 2$ gewählt, so ist das Ergebniss insofern noch ungünstiger, als immer nur eine einzige Stelle des Rades A an der Abnützung Theil nimmt. Eine Verbesserung dieser Sachlage tritt auch nicht ein bei den Uebersetzungsverhältnissen $1 : 3$, $1 : 4$, $1 : 5$ u. s. w. Wird $A : B = 2 : 3$ genommen, so erfolgt die Abnützung des Rades A vorwiegend an 4 Stellen; das Rad A wird dann bei gleichem Zahnmaterial länger halten als B, obgleich es kleiner ist. Aehnlich ist es mit dem Verhältniss $2 : 5$, $2 : 7$ u. s. w.

Das wird genügen, um zu zeigen, in welcher Weise die Ungleichförmigkeit der Kraftübertragung das Uebersetzungsverhältniss beeinflusst. Den Umstand, dass sich vom Rade B, d. i. von demjenigen Rade, von welchem die Ungleichförmigkeit des Zahndruckes ausgeht, vorzugsweise nur an 2 Stellen die Zähne abnützen, als nicht änderbar vorausgesetzt, ist die Uebersetzung so zu wählen, dass im eingreifenden Rade A die Zähne an mehreren Punkten zur Abnützung herbeigezogen werden. Um immerhin ein Einlaufen zu ermöglichen, erscheint es gerathen, hierbei nicht bis zu Primzahlen unter sich zu gehen.

Aus dem Vorstehenden erhellt noch, dass im Falle Holz auf Eisen arbeitet, dasjenige Rad, von welchem die periodische Veränderlichkeit des Zahndruckes ausgeht, die Holzzähne nicht erhalten darf, gleichgiltig ob es das grössere oder kleinere ist.

Die Grenzen der Uebersetzungsverhältnisse sind für Krafträder etwa bei $1 : 10$ für Triebwerkräder mit geringer Umgangszahl, bezw. geringer Geschwindigkeit, bei $1 : 7$, wenn möglich nicht über $1 : 6$ (Beispiel: erstes Wasserradvorgelege), wobei dann als geringste Zähnezahl des kleinen Rades 36 bis 40 anzunehmen ist, bei grosser Umgangszahl keinesfalls über $1 : 5$, wenn möglich weniger (Beispiel: zweites Wasserradvorgelege). Uebersetzung von der Dampfmaschinenkurbelwelle nicht über $1 : 3$ bis $1 : 4$, wobei kleinste Zähnezahl nicht unter 54 bis 72.

In allen diesen Fällen sind möglichst grosse Zähnezahlen, genügend grosse Rollkreise zu erstreben.

Die Angaben, dass man bei Uebersetzungen vom Langsamen ins Rasche das Verhältniss $1 : 4$ nicht überschreiten dürfe, können in vielen Fällen nicht befolgt werden, brauchen aber auch bei geringen Umgangszahlen nicht befolgt zu werden. Nach den Erfahrungen des Verfassers ist z. B. bei grossen Wasserrädern, welche eine Umgangszahl von 5 bis 6 in der Minute besitzen, eine Uebersetzung von 240 Zähnen auf 40 Zähne bei etwa 80 ^{mm} Theilung, sodass die erste Vorgelegwelle 30 bis 36 Mal umläuft, noch anstandslos zulässig.

Zur Wahl, ob ein Rad Zähne von Eisen oder von Holz erhalten soll, sei Folgendes bemerkt.

Holzzähne oder Kämme giebt man dem einen Rade des Paares bei grösserer Geschwindigkeit oder grösserer Umgangszahl in der Absicht, die Ruhe des Ganges zu erhöhen und ihn womöglich geräuschlos zu machen, soweit das überhaupt erreichbar ist, indem man hierbei auf die bedeutendere Elasticität des Holzes, verglichen mit derjenigen von Eisen, rechnet.

Im Durchschnitt wird der angestrebte Zweck erreicht, allerdings erkauft durch die Nothwendigkeit, die sich schneller abnützenden Kämme nach einer gewissen Zeit zu ersetzen. Je kleiner k in die Gleichungen 232, 236 und 237 eingeführt wird,

um so grösser ist die Dauer der Kämme, aber auch um so grösser sind die Anlagekosten.

Was die Geschwindigkeit oder die Umgangszahl anbetrifft, von welcher an Kämme zur Verwendung gelangen, so muss bemerkt werden, dass dieselbe in verschiedenen Werkstätten verschieden hoch liegt, je nach der Genauigkeit, mit welcher man die Räder herzustellen im Stande ist. Werkstätten, welche äusserst genaue Arbeit zu liefern pflegen, können die Grenzen, von welchen an sie Kammräder verwenden, höher annehmen als Fabriken, in denen weniger vollkommen gearbeitet wird. So hat z. B. Corliss die 1400 Pferdestärken seiner berühmten Ausstellungsmaschine 1876 in Philadelphia bei Eisen auf Eisen mit ausnahmsweise grossen Geschwindigkeiten übertragen. Die Ruhe des Ganges soll eine vorzügliche gewesen sein. (Vergl. dagegen Fussbemerkung.) Nach Radinger [1]) war

Durchmesser	9052 mm	3017 mm
Umdrehungszahl	36	108
Umfangsgeschwindigkeit	17,06 m	17,06 m
Zähnezahl	216	72
Theilung	131,6 mm	131,6 mm
Breite	609	609

Andererseits wählen viele Fabriken bereits bei 40 und weniger Umgängen und bei Umfangsgeschwindigkeiten, die ein Viertel und weniger derjenigen betragen, mit welcher Corliss das Eisenzahnrad laufen liess, Kämme [2]).

Die Entscheidung, ob Holzzähne verwendet werden sollen oder nicht, hängt ausserdem ab von der Art des Betriebes, von den sonstigen Einflüssen, denen die Zähne ausgesetzt sind, von der Vollkommenheit der Aufstellung und der Wahrscheinlichkeit der Aufrechterhaltung der richtigen Lage des ganzen Triebwerks, der Kostspieligkeit der Anlage u. s. w. Auch die Anschauung desjenigen ist zuweilen von Einfluss, für dessen Rechnung die Räder gebaut werden.

Aus alledem folgt, dass die Aufstellung einer allgemeinen Vorschrift, wann Holzkämme anfangen berechtigt zu sein, nicht möglich ist.

In der Regel erhält das grössere der beiden zusammenarbeitenden Räder die Holzzähne, nur dann nicht, wenn die Kraftübertragung eine periodisch stark veränderliche ist und die Ursache hierzu von der Welle ausgeht, auf welcher das grosse Rad sitzt. (Vergl. das auf S. 195 hierüber Gesagte [3].)

---

[1]) Radinger, Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, Wien 1878, S. 315.

Verfasser hat diese Maschine mit ihrem Zahnradvorgelege 1893 als Betriebsmaschine auf den Pullmann-Works bei Chicago angetroffen; der Gang der Zahnräder war ein ausserordentlich unruhiger; der Boden der Umgebung befand sich in fortgesetzten Erzitterungen. Auf Grund dieser Beobachtung dürfte es sich empfehlen, vorsichtig zu sein, ehe man Räder, welche grössere Kräfte, grössere mechanische Arbeit bei bedeutenden Umdrehungszahlen zu übertragen haben, Eisen auf Eisen laufend anordnet.

[2]) Gegen das Tönen sehr rasch, jedoch ruhig gehender Räder mit Eisenzähnen wird in neuerer Zeit Füllung des Radinneren mit Schrot angewendet, oder auch Laufenlassen derselben in Oel.

[3]) Die hier und da zu findende Vorschrift, dem treibenden Rade die Holzzähne zu geben, weil an diesem der Eingriffspunkt vom Zahnfusse nach dem Kopfe hinläuft, während er am

Die Zahnstärke wird genommen

1) bei Eisen auf Eisen:

für roh bleibende Zähne $s = \frac{19}{40} t$, ... 238

„ bearbeitete „ $s = \frac{19}{40} t$ bis $\frac{39}{80} t$; 239

2) bei Holz auf Eisen: entweder der Eisenzahn nach Gl. 238 und der hölzerne nach Gl. 239, oder

der Eisenzahn $s = \frac{16}{40} t = 0{,}4\, t$, ... 240

„ Holzzahn $s = \frac{23}{40} t$. 241

Wählt man Eisen- und Holzzahn nahezu gleich stark, so lassen sich die Modelle der Eisenräder auch in solchen Fällen benützen, in denen Eisen auf Eisen arbeitet. Im anderen Falle (Gl. 240 und 241) ist dies nur möglich, wenn die Zähne durch Bearbeitung auf die Stärke 240 gebracht werden. Dagegen muss im ersteren Falle ein früheres Erneuern der Holzzähne eintreten. Hiernach sind es die Interessen der liefernden Maschinenfabrik, welche für nahezu gleiche Stärke beider Zähne sprechen, während die Interessen des Empfängers der Räder durch die Benützung der Gl. 240 und 241 besser gewahrt erscheinen. Allerdings haben die Eisenzähne mehrere Sätze Holzzähne zu überdauern, das thun aber auch Zähne nach Gl. 240. Erzeugt die Maschinenfabrik ihre Räder mittels Formmaschinen, so entfällt der angegebene Grund für nahezu gleiche Stärke beider Zähne.

Hierzu tritt noch die Eigenthümlichkeit, dass in der Regel das Rad mit den Eisenzähnen das kleinere und billigere ist, zuweilen selbst bei bearbeiteten Zähnen nicht mehr kostet, als die ein- oder zweimalige Erneuerung der Kämme des grossen Rades.

Ist das Rad mit Eisenzähnen das weitaus theurere, so kann es wohl gerathen erscheinen, dasselbe zu schonen und die Zähne stärker, nach Gl. 238 zu nehmen.

Die Zahnwurzel erhält in der Regel eine Höhe von 0,4 t, die Zahnkrone eine solche von 0,3 t, sodass die Zahnlänge

$l = 0{,}7\, t$. 242

---

getriebenen Rade den umgekehrten Weg macht, ist nicht ganz richtig. Dieser Regel liegt zunächst die Voraussetzung zu Grunde, dass die Bewegung des Berührungspunktes von der Zahnwurzel nach der Krone hin auch mit einer Bewegung der Zahnflanke des getriebenen Rades auf der treibenden in dieser Richtung hin verbunden sei. Wenn dies der Fall wäre, so würde der Faserrichtung der Kämme wegen diese Bewegungsrichtung für den Letzteren allerdings besser sein.


Fig. 109.

Eine Betrachtung der Fig. 93, S. 177, zeigt nun, dass vor der Centrale infolge $\overset{\frown}{OD} > \overset{\frown}{OF}$ die Flanke OD des getriebenen Rades auf der Flanke OF des treibenden Rades nach der Wurzel zu gleitet und nicht umgekehrt, also gegen die Faserrichtung streicht, Fig. 109. Da nun der Kleinheit von OF wegen hier die normale Abnützung stark ausfällt, so ist die fragliche Regel für den Eingriff vor der Centrale nicht richtig. Für den Eingriff hinter der Centrale entspricht sie der Wirklichkeit. Zur Hälfte ist sie also richtig, zur Hälfte falsch. Wir verwerfen sie infolge dessen und geben mit der angeführten Ausnahme immer dem grösseren Rad die Kämme; es vertheilt sich dann die Abnützung auf eine grössere Anzahl derselben.

Hiernach beträgt der tangentiale Spielraum zwischen zwei unbearbeiteten Zähnen $\frac{t}{20}$, zwischen bearbeiteten $\frac{t}{40}$ und der radiale Spielraum $\frac{t}{10}$.

II. Stirnräder mit Winkelzähnen.

Die schraubenförmig auf dem Grundcylinder sitzenden Zähne, Fig. 110, auf der einen Seite der Mittelebene des Rades rechts-, auf der anderen Seite linksgängig gewunden, bilden je in der Mitte einen Winkel und werden deshalb als Winkelzähne bezeichnet.

Räder dieser Art, mit der erforderlichen — recht wesentlichen — Sorgfalt hergestellt, zeichnen sich durch bedeutende Widerstandsfähigkeit und durch Ruhe des Ganges aus.

Bei ihrer Konstruktion kann in folgender Weise verfahren werden.

Man entwirft zunächst die Zahnform in der Weise, wie unter I für Stirnräder mit geraden Zähnen angegeben, trifft alsdann Entscheidung über den Winkel γ, Fig. 110, der den Theilkreisbogen $r\,\gamma$ bestimmt, um welchen der Zahnquerschnitt der Mittelebene gegenüber demjenigen an den beiden Stirnflächen verdreht erscheint. Dieser Theilkreisbogen $r\,\gamma = t_0$ wird als Sprung der Winkelzähne bezeichnet. Demselben entspricht auf der Theilkreis-Cylinderfläche vom Radius r eine Schraubenlinie, welche auf der Strecke t_0 um $0{,}5\,b$ steigt, also einen Steigungswinkel β besitzt, dessen Grösse sich aus

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0{,}5\,b}{t_0} = \frac{1}{2}\,\frac{b}{r\,\gamma} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 242\text{a}$$

ergiebt.

Die Winkelzähne selbst sind Schraubenkörper mit der entworfenen Zahnform als schräger Grundfläche und der soeben besprochenen Schraubenlinie als gekrümmter Achse.

Um rasch ein Bild der Zahnberührung d. h. über die Linie zu gewinnen, in welcher sich — rein geometrisch genommen — je zwei zusammenarbeitende Zahnflanken jeweils berühren, wählen wir Evolventenverzahnung mit $K\,K$, Fig. 110 bis 112, als Grundkreis. Die Räder Fig. 110 drehen sich beide in der Richtung mit der Winkelspitze voraus. Der Eingriff beginnt alsdann in der Mittelebene des Rades im Punkte c, welchem Augenblick die Darstellung in Fig. 111 entspricht. Der Deutlichkeit wegen wurde in derselben sowohl vom treibenden, wie vom getriebenen Rad je nur eine Zahnhälfte gezeichnet und scharfes Ansetzen der Zähne im Grunde angenommen.

Bei fortschreitender Drehung (mit Fig. 110 als Ausgangspunkt) rückt der Eingriffspunkt im mittleren Profil beim treibenden Zahn von der Wurzel nach auswärts, beim getriebenen vom Kopf nach der Wurzel hin. Gleichzeitig gelangen auch nach den Stirnflächen der Räder zu gelegene Zahnflankenelemente zum Eingriff; die Berührung der beiden Zahnflanken findet hierbei jeweils in einer schräg zur Radachse verlaufenden Linie statt. Fig. 111, welche dem Augenblick entspricht, in welchem der Eingriff bis zum Profil der Stirnfläche des Rades vorgeschritten ist, also hier beginnt, giebt in der Eingriffslinie $C_1\,C_1$, welche bei der Evolventenverzahnung eine

den Grundkreiscylinder $K\ K$ (Cylinder des Grundkreises der Evolvente) berl Gerade ist, die Projektion der Berührung beider Zahnflanken wieder. Bei v

Fig. 110.

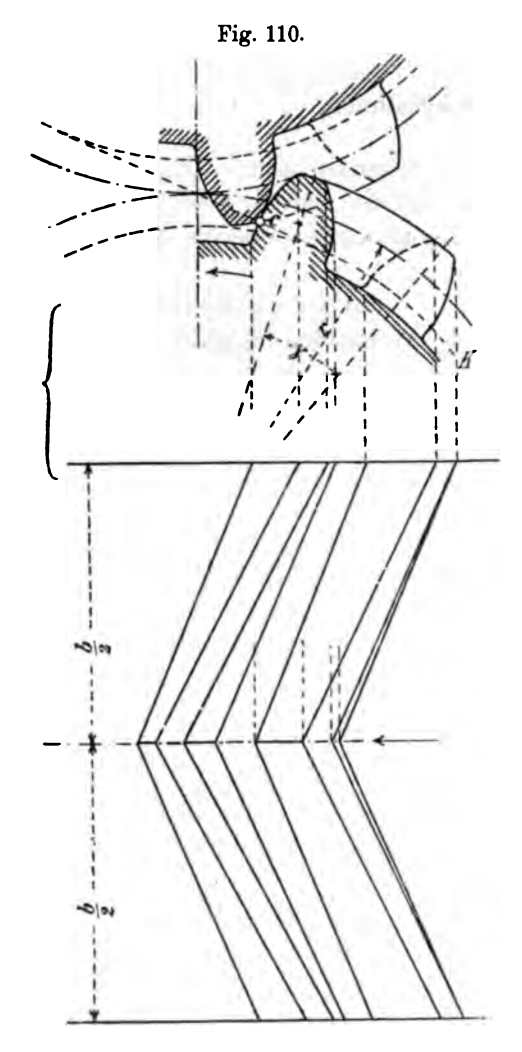


Fig. 111.

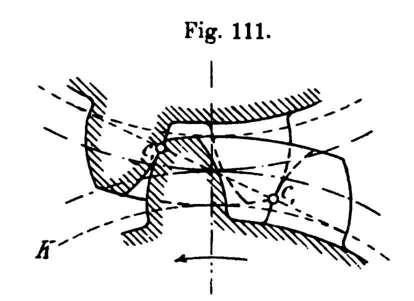


Fig. 112.

Drehung der Räder schreitet die rührungslinie auf der treibenden flanke nach dem Kopfe, auf der getr nach der Wurzel hin fort, verläss bald das Zahnprofil der Mittelebene immer kürzer und schrumpft schl in dem Augenblick, mit welchem d griff des Stirnprofils zu Ende gel einen Punkt zusammen. Fig. 11: eine Anzahl auf einander folgend rührungslinien *1*, *2*, *3* . . . *7* der getr Flanke; sie alle sind Tangenten a Grundkreiscylinder $K\ K$.

Der Eingriff währt hiernach länger als bei Stirnrädern mit geraden, son gleichen Zähnen[1]). Er beginnt allerdings mit einem Punkte (bei x) und en einem Punkte (bei y), entsprechend einem Wachsthum der Kraft, mit welc treibende Zahn auf den getriebenen wirkt, von Null bis zu einem grössten und einer darauffolgenden Wiederabnahme dieser Kraft bis auf Null, sofern Grösse mit der Länge der in Fig. 112 gezeichneten Berührungslinien wäcl abnimmt; während bei Stirnrädern mit geraden Zähnen sich die Berühru Anfang an über die ganze Zahnbreite erstreckt, entsprechend einer sofort mit voller Stärke in Wirksamkeit tretenden Kraft u. s. w. Demgemäss erfasst

[1]) Beträgt der Sprung $t_0 = \varphi t$ und der Eingriffsbogen ψt, so ist die Eingriffsdauer

$$\frac{\varphi t + \psi t}{t} = \varphi + \psi.$$

tzt bezeichneten Rädern die ganze zu übertragende Kraft den getriebenen Zahn der Krone (vergl. Fig. 110), liefert demnach ein biegendes Moment, dessen Hebel-fast der vollen Zahnlänge gleichkommt, während bei den Rädern mit Winkel-ıen die grösste zu übertragende Kraft an einem weit kleineren Hebelarm wirk-ist (in Fig. 112, Berührungslinie *4*).

Bei Cykloidenverzahnung ergeben sich an Stelle der geraden Linien *1*, *2*, *3* . . . *7* 'ig. 112 Kurven, entsprechend der Krümmung der Eingriffslinie.

Wird der Sprung t_0 gleich dem Eingriffsbogen gewählt, so endet der Eingriff Zahnprofil der Mittellinie in demselben Augenblick, in welchem er für das Profil Stirnfläche beginnt. Die Berührungslinie erstreckt sich alsdann nur für diesen punkt über die ganze Zahnbreite, vorher und nachher ist sie kürzer. Wird der ıng grösser als der Eingriffsbogen genommen, so tritt die Berührung über die ze Breite niemals ein; wird er kleiner gewählt, so findet die Berührung während r gewissen, dem Unterschied zwischen Sprung und Eingriffsbogen entsprechenden über die volle Breite statt. Für $t_0 = 0$, d. i. für Räder mit geraden Zähnen reckt sich die Berührung während des ganzen Eingriffs über die volle Breite.

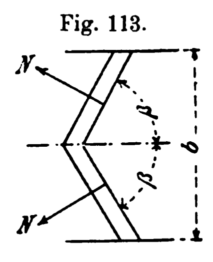
Erfolgt die Drehung in entgegengesetzter Richtung, d. h. eilt die Winkel-tze nach, so beginnt der Eingriff an den Stirnflächen und endet in der Mittel-: des Rades.

Für die Widerstandsfähigkeit der Zähne ist die Drehungsrichtung mit eilender Winkelspitze, wie in den Fig. 110 bis 112 angenommen, jedenfalls n günstiger, wenn Kräfte von stark veränderlicher Grösse zu übertragen sind. ch anwachsende Kräfte müssen sich namentlich bei Beginn des Eingriffs ungünstig sern; insbesondere beanspruchen sie hierbei die getriebenen Zähne (Angriffspunkt Kopf, vergl. Fig. 110) verhältnissmässig stark. Da die Festigkeit des Zahnes in der telebene des Rades eine weit höhere ist, als nach den Stirnflächen zu, so wird enige Drehungsrichtung vorzuziehen sein, bei welcher der Eingriff in der Mittel-ne beginnt, d. i. der Fall bei Drehung mit voreilender Winkelspitze. Muss das l wechselweise nach beiden Richtungen umlaufen, dann empfiehlt es sich, durch ›rdnung von Seitenscheiben, wie in Fig. 87, Taf. 6 und Fig. 89, Taf. 7 dar-tellt, die Widerstandsfähigkeit der Zähne nach aussen hin zu erhöhen[1]; der

---

[1]) Ohne diese Seitenscheiben haftet dem Rade mit Winkelzähnen ein grundsätzlicher Mangel Der Zahndruck, zur Hälfte auf den einen Schenkel des Winkelzahnes, zur zweiten Hälfte auf anderen Schenkel wirkend, Fig. 113, führt eine Durchbiegung dieser len Schenkel herbei. Infolge der Verbindung der Zahnhälften in der telebene des Rades, d. i. im Winkel, setzen die nach der Mitte zu ge-ınen Theile der Zähne dieser Durchbiegung einen grösseren Widerstand gegen, als die nach der Seite hin gelegenen. Unter diesen Umständen n beim Mangel von Seitenscheiben von einer gleichmässigen Vertheilung Kraft *N* über die Zahnbreite, und damit auch von gleichmässiger Ab-zung entlang derselben, keine Rede sein. Erst durch die Anordnung Seitenscheiben wird eine mehr oder minder vollständige Gleichmässig-: erzielt, insoweit diese von den bezeichneten Verhältnissen abhängt.

Fig. 113.



Etwa vorhandene, auf achsiale Verschiebung des einen Rades hinwirkende Kräfte entlasten eine Hälfte und erhöhen die Belastung der anderen, geben demgemäss Veranlassung zu un-ichmässiger Abnützung, zu unruhigem Gange, unter Umständen zu Brüchen. Aehnliche Wir-ıgen äussern Unvollkommenheiten in der Ausführung. Denken wir uns auf zwei gut gelagerten llen zwei in einander greifende Räder mit Winkelzähnen, so erkennt man sofort, dass kleine

gleiche Gesichtspunkt führt zur seitlichen Abschrägung des Zahnkopfes, wie aus den soeben bezeichneten Figuren ersichtlich.

Die höhere Widerstandsfähigkeit der Winkelzähne erscheint im Vorstehenden nachgewiesen. Was sodann den zweiten der eingangs bezeichneten Vorzüge, die Ruhe des Ganges betrifft, so liegt derselbe begründet in der erörterten grösseren Eingriffsdauer, sowie in dem ebenfalls besprochenen Umstand, dass die durch den Zahn zu übertragende Kraft nicht sofort in voller Grösse auftritt und in dieser verschwindet, sondern von Null an steigt bis zu ihrem grössten Werthe und dann wieder bis auf Null abnimmt. A. Bauer[1]) erblickt einen weiteren Grund in der richtigen Bewegungsübertragung, welche die Winkelzähne auch in stark abgenütztem Zustande bewirken. Zur Sicherung letzterer Eigenschaft soll (nach Bauer) der Sprung t_0 gleich der Theilung t genommen werden, wozu allerdings gehöre, dass die Radbreite $b \geqq 4\,t$, damit der Winkel $2\,\beta$, Fig. 113, nicht zu klein ausfalle. Für $b = 4\,t$ und $t_0 = t$ würde

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0{,}5\,b}{t_0} = \frac{2\,t}{t} = 2,$$

$$\beta = 63^0\,26'.$$

Die Ausführungen weichen jedoch ziemlich häufig und bedeutend von $t_0 = t$ ab.

Der Winkel, unter welchem die Erzeugende bei der Verzahnung nach Evolventen gegen die Centrale geneigt ist, pflegt zwischen 68 und 72° zu schwanken, sich jedoch mehr dem unteren als dem oberen dieser Werthe zu nähern. Die Zahnwurzel findet sich $0{,}35\,t$ bis höchstens $0{,}4\,t$, die Zahnkrone $0{,}25\,t$ bis höchstens $0{,}3\,t$; auch hier sind die kleineren Zahlen die üblicheren. Für die Zahnstärke gilt Gl. 238.

Die Abmessungen, welche dem Verfasser bisher vorgelegen haben, gingen zunächst bis $t = 212$ mm (bei 1350 mm Theilkreisdurchmesser, $\mathfrak{z} = 20$), $b = 840$ mm, $t_0 = 210$ mm, entsprechend $\operatorname{tg} \beta = 2$, $s = 100$ mm, Zahnwurzel 74 mm, Zahnkrone 59 mm (Kammwalze).

In Chicago 1893 hatte die Firma Fr. Krupp in Essen eine Kammwalze für ein Panzerplatten-Walzwerk aus geschmiedeten Tiegelstahl ausgestellt. Dieselbe bestand aus einer 2900 mm langen Achse und einem auf dieser mit 2 Keilen befestigten 1100 mm breiten Ring, von 1600 mm Theilkreisdurchmesser, dessen Winkelzähne, 251 mm Theilung besitzend, aus dem Vollen ausgefräst waren, wie die stehen gelassenen Mittelstücke zweier Zahnlücken erkennen liessen. Gewicht 20 000 kg.

Die Hagener Gussstahlwerke in Hagen, welche seit 1878 mit durchschlagendem Erfolge die Herstellung von Rädern mit Winkelzähnen betreiben, geben

---

Abweichungen der Lage einzelner Zähne von der Mittelebene der übrigen zu der soeben geschilderten Einseitigkeit führen müssen. Dasselbe tritt ein, wenn die Mittelebenen beider Räder nicht zusammenfallen. Hieraus folgt, dass die Räder mit Winkelzähnen, wenn sie überhaupt die gerühmten Vortheile bieten sollen, mit der grössten Sorgfalt erzeugt und aufgestellt werden müssen. Es empfiehlt sich bei der Aufstellung, darauf bedacht zu sein, dass sich das eine Rad in achsialer Richtung etwas verschieben kann, sodass eine selbstthätige Einstellung in die Mittelebene möglich wird.

Diesen den Rädern mit Winkelzähnen eigenthümlichen Verhältnissen ist um so mehr Beachtung zu schenken, als man ihnen bei den Rädern mit geraden Zähnen nicht zu begegnen hatte.

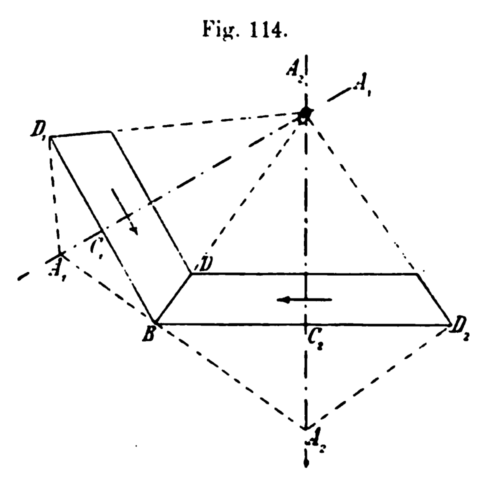
[1]) Oesterreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1890, S. 391. In grundsätzlicher Hinsicht die beste Arbeit, welche dem Verfasser bisher über Winkelzähne unter die Hände gekommen ist, und der er sich in mehrfacher Beziehung nur anschliessen konnte.

— nach ihrer Mittheilung vom 13. Februar 1891 an den Verfasser — den Zähnen in der Regel eine Winkelstellung von $2\,\beta = 120^0$ auf der Aussenfläche (nicht im Theilkreise) und formen die Flanken nach angenäherten Evolventen mittels Kreisbögen. Sie legen auf die hiermit ermöglichte Verstärkung des Zahnfusses nicht bloss grossen Werth, sondern bezeichnen sie für die Ausführung in Stahlguss als unbedingt nothwendig. Nach ihrer Ansicht verschlägt es nichts, wenn der Sprung kleiner als die Theilung gewählt wird; sie gehen hierin häufig bis auf die Hälfte derselben. Die Zahnstärke bestimmen sie nach Massgabe der Gl. 230, für x die Zahnstärke setzend und k_b höchstens 400 ^{kg} wählend; Zahnlänge 1,2 s. Dieser Rechnungsweise würde etwa der Werth $k = 40$ in Gl. 232 entsprechen.

III. Die Kegelräder.

Während die Bewegung zweier Stirnräder sich als das Rollen zweier Cylinder auffassen lässt, kann die Bewegung zweier Kegelräder als das Rollen zweier Kegel auf einander angesehen werden, deren gemeinschaftliche Spitze im Schnittpunkte der beiden Wellenachsen liegt. Sind $A_1 A_1$ und $A_2 A_2$, Fig. 114, die beiden in O sich schneidenden Achsen, so projiciren sich die beiden Kegel in $O\,B\,D_1$ und $O\,B\,D_2$, sie werden die Grundkegel genannt. Wir benützen nur je einen Theil von ihnen und zwar denjenigen, welcher durch das Stück $B\,D$ der Erzeugenden bestimmt sein mag. Unter den Theilkreisen der beiden Räder verstehen wir die Grundkreise der beiden Grundkegel, also die Kreise von den Radien $\overline{C_1 B} = \overline{C_1 D_1}$ und $\overline{C_2 B} = \overline{C_2 D_2}$. Die Verzahnung erfolgt auf den Mantelflächen der sogenannten Ergänzungskegel $A_1\,D_1\,B$ und $A_2\,D_2\,B$, deren Erzeugende $A_1\,B$ und $A_2\,B$ senkrecht auf der Erzeugenden $B\,O$ der Grundkegel stehen, durch Abwickelung derselben in der Weise, wie das Fig. 71, Taf. 4 deutlich zeigt. Die Zähne selbst sind dann abgestutzte Pyramiden, deren Spitzen sämmtlich in O liegen. Die Theilung und Zahnstärke wird auf den Theilkreisen von den Halbmessern $C_1\,B$ und $C_2\,B$ (Fig. 114), die Zahnlänge in der Richtung $A_1\,B$ bezw. $A_2\,B$, die Zahnbreite $b = \overline{B\,D}$ in der Richtung $B\,O$ gemessen.

Fig. 114.



Streng genommen würden die Zahnprofile auf Kugelflächen zu verzeichnen sein; die Annäherung, welche darin liegt, dass wir sie auf Kegelflächen entwerfen, die jene Kugelflächen berühren, ist genügend genau und der Einfachheit wegen geboten.

In der Regel ist der Winkel $A_1\,O\,A_2$, unter welchem sich die Achsen schneiden, ein rechter. Dann werden die beiden Räder wohl auch Winkelräder genannt. Schiefwinkliges Schneiden der Achsen sucht man nach Möglichkeit zu vermeiden,

weil solche schiefwinklige Kegelrädermodelle nur ausnahmsweise ein zweites Mal verwendet werden können.

Von Satzrädern, wie dies bei den Stirnrädern der Fall war, kann hier nicht gesprochen werden. Jedem Kegelrad entspricht im Allgemeinen ein bestimmtes zweites Rad, welches mit ihm ein zusammengehöriges Kegelräderpaar bildet.

Hinsichtlich der Wahl der Zahnform, der Berechnung der Theilung konischer Räder u. s. w. darf auf das bei den Stirnrädern Gesagte verwiesen werden. Die Beispiele unter V, 5 (S. 217 u. f.) werden das deutlich machen.

Aehnlich, wie Stirnrädern Winkelzähne gegeben wurden (vergl. II), so lassen sich auch Kegelräder mit Winkelzähnen herstellen; doch bieten sich hier noch grössere Schwierigkeiten.

IV. Zahnräder für sich kreuzende Wellen.

Als Grundform der hierher gehörigen Räder erscheint das Hyperboloid, bezw. der Cylinder.

Die Bewegung zweier hyperboloidischen Räder kann aufgefasst werden als das Rollen zweier Drehungshyperboloide aufeinander, welche sich in einer Geraden, der Erzeugenden berühren. Die Kosten ihrer Herstellung, der verhältnissmässig bedeutende Arbeitsverlust infolge der Zahnreibung, die damit zusammenhängende starke Abnützung und der Umstand, dass sie sich durch Anwendung einer dritten Welle (Hülfswelle) vermeiden lassen, sind die Ursachen, dass sie mit vereinzelten Ausnahmen höchstens als Bewegungsräder, d. h. in solchen Fällen verwendet werden, wo es sich weniger um Uebertragung von mechanischer Arbeit, als um Fortpflanzung von Bewegung handelt.

Aus diesem Grunde soll hier auf eine Besprechung der Hyperboloidräder verzichtet werden.

Bezüglich der erwähnten Hülfswelle sei bemerkt, dass dieselbe so gelegt werden kann, dass sie beide Achsen schneidet, dann wird das Paar hyperboloidische Räder ersetzt durch zwei Paar Kegelräder. Oder sie kann so angeordnet werden, dass sie die Achse der einen Welle schneidet und der andern parallel läuft. Dann besteht der Ersatz in einem Kegel- und in einem Stirnräderpaar.

Nicht mehr Bedeutung für den allgemeinen Maschinenbau als die hyperboloidischen Räder haben die cylindrischen Schraubenräder, weshalb ihre Behandlung an dieser Stelle ebenfalls unterbleiben darf.

Es erübrigt dann noch die Besprechung der Schraube (Schnecke) mit Schraubenrad, Fig. 72 und 73, Tafel 4.

$A_1 A_1$ ist die eine, $A_2 A_2$ die andere der beiden sich rechtwinklig kreuzenden Achsen. Wenn die erste sich dreht und dabei am Fortschreiten gehindert wird, so muss der Körper, welcher das Muttergewinde trägt, in Richtung der Achse $A_1 A_1$ fortschreiten, d. h. das Schraubenrad muss sich um seine Achse $A_2 A_2$ drehen. Dasselbe kann demnach als eine um die Achse $A_2 A_2$ sich drehende Mutter angesehen werden. Dem entsprechend sollen die Zähne desselben Ausschnitte eines Muttergewindes bilden, wie das auch in Fig. 72 angenommen ist. Häufig begnügt man sich jedoch damit, dass man die Zähne des Rades einfach aus schrä

aufgesetzten Prismen bestehen lässt, wie dies Fig. 73 andeutet. Zu Anfang des Betriebes giebt das natürlich eine ungenügende Berührung, welcher Uebelstand sich erst im Laufe der Zeit verringert.

Die Verzahnung selbst ist in der Weise zu ermitteln, dass der Durchschnitt der Schraube als Zahnstange behandelt wird, in welche das Schraubenrad als Triebrad eingreift.

Die Berechnung der Theilung und damit der Zahnstärke erfolgt nach Gl. 232. In derselben kann, sofern es sich nur um die Festigkeit der Zähne handelt, also Abnützung der seltenen Verwendung und der geringen Geschwindigkeit wegen nicht in Betracht kommt, unter Beachtung des S. 189 Bemerkten für Gusseisen

$$k = 18 \text{ bis } 28$$

genommen werden. In dem Masse, in welchem Abnützung stattfindet, ist k kleiner zu wählen (vergl. auch S. 192 u. 193). In den Fällen, in denen bei öfters vorkommender anhaltender Benützung ein Heisslaufen oder ein Auffressen der Berührungsflächen zu befürchten steht, empfiehlt es sich zu nehmen

$$k = 8 \text{ bis } 12,$$

je nach der Umgangszahl der Schnecke und unter der Voraussetzung ausreichender Schmierung. Häufig findet man weit grössere Werthe für k zugelassen, mit mehr oder weniger Recht. Wenn man, wie es bei grosser Umgangszahl räthlich ist, die Schnecke in Oel laufen lässt, und der Berechnung die nur selten zu übertragende grösste Kraft zu Grunde legt, so kann wohl mit k höher hinaufgegangen werden. Es kommt hier auch noch in Betracht, ob der Betrieb ein anhaltender ist. In allen den Fällen, in welchen ein eintretender Bruch (nach vorausgegangenem Auffressen) zu Verunglückungen führen kann (Fahrstühle, überhaupt Hebezeuge, bei denen die Uebertragung mittels Schnecke die Aufgabe der Selbsthemmung zu erfüllen hat, u. s. w.) empfiehlt es sich, der Einführung eines hohen Werthes von k die reiflichste Erwägung vorhergehen zu lassen.

Die Zahnbreite kann genommen werden im Mittel

$$b = 1{,}5\, t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 243$$

Das Moment, welches aufzuwenden ist, um die Schraube zu drehen, beträgt, abgesehen von den Reibungswiderständen in den Lagern der Schraube, nach Gl. 150

$$M = P \,.\, r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = P \,.\, r \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - h\mu},$$

worin h die Ganghöhe der Schraube bezeichnet. Für eingängige Schrauben ist $h = t$, für doppelgängige $h = 2\,t$ u. s. f.

Aus den bei den Schrauben erörterten Gründen muss t in englischen Zollen genommen werden, sofern die Herstellung der Schrauben oder der Modelle zu denselben auf einer Drehbank geschieht, deren Spindel nach englischem Masse erzeugt worden ist.

Um den Reibungen im Lager von vornherein Rechnung zu tragen, schätzen wir dieselben, vorbehältlich einer späteren Abänderung, falls sich solche nöthig erweisen sollte, auf 10 % und erhalten damit

$$M = 1{,}1\, P \,.\, r \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 244$$

Bei guter Oelung und glatten Oberflächen ist $\mu = 0{,}1$ zu setzen, sonst höher.

Das Uebersetzungsverhältniss beträgt bei eingängiger Schraube und $\mathfrak{z}$ Zähn des Schraubenrades 1 : $\mathfrak{z}$, bei zweigängigen 2 : $\mathfrak{z}$ u. s. f.

Soll der Mechanismus die Eigenschaft der Selbsthemmung besitzen, so mu abgesehen von den Lagerreibungen

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 \pi r} \leqq \frac{1}{10} \quad \dots \dots \dots \dots 2$$

sein. Ist er Erzitterungen ausgesetzt, wie z. B. bei Fahrstühlen, noch weniger herab auf 1 : 12.

Schraube und Schraubenrad bilden ein ausserordentlich einfaches und kräftig Mittel, eine drehende Bewegung aus dem Raschen ins Langsame umzusetzen, (jedoch theuer erkauft werden muss. Auf einen Verlust von 60 % der aufgewendet Arbeit muss dann nach S. 87 gerechnet werden, sofern der Apparat selbsthemme wirken soll, was meist der Fall ist. Die Folge dieser Arbeitsverluste ist eine sta und rasche Abnützung der aufeinander gleitenden Flanken.

Um diesem Uebelstande zu begegnen, d. h. um möglichst wenig Arbeit du Reibung zu verlieren und doch die Eigenschaft der Selbsthemmung aufrecht zu halten, wendet E. Becker (D. R.-P. Nr. 10611) Schrauben von grosser Steigu (für welche η nach Gl. 151 bedeutend ausfällt) an und giebt ihnen ein Drucklag vermittelst dessen beim Heben der Last ein geringer Reibungswiderstand, bei der e gegengesetzten Bewegung jedoch ein erhöhter, zur Selbsthemmung genügender Thätigkeit tritt. In den Fig. 74 und 75, Taf. 4 ist das büchsenartige Drucklager zwei Formen gezeichnet. Beim Heben der Last dreht sich die Schnecke in Richtung des Pfeiles (Fig. 74); dabei stützt sich dann die Lagerbüchse gegen e am Drehen verhinderte Druckschraube und nimmt infolge der bedeutenden Reibung zwischen ihr und der Schraubenwelle an der Drehung Theil. Das selbstthät Zurückgehen der Letzteren hindert der Sperrkegel, sofern das Moment der Reibung die erforderliche Grösse besitzt, welche unschwer zu erzielen ist.

Bei der Anordnung Fig. 75 bleibt die Büchse während des Hebens der L in Ruhe. Tritt ein Bestreben zur Drehung nach der entgegengesetzten Richt ein, so kuppelt die Sperrklinke die Schneckenwelle mit der Büchse, die gegen Gestellwand gedrückt wird. Ist nun das Moment, welches zur Ueberwindung Reibung zwischen der letzteren und der Büchse erforderlich ist, grösser, als das Rückdrehung verfügbare, so findet Selbsthemmung statt.

V. Konstruktion des Radkörpers und der zugehörigen Einzelheiten.

I. Allgemeines.

Die Zahnräder bestehen meist aus Gusseisen. Dementsprechend bezieht das Nachstehende, sofern nicht ausdrücklich etwas anderes bemerkt wird, zunä nur auf gusseiserne Räder. Dass auch Stahlguss, Flusseisen und Flussstahl, Bro Deltametall u. s. w. als Rohmaterial für Räder zur Verwendung gelangen, war be im Früheren mehrfach zu bemerken.

Die Verschiedenheit des Schwindens verschieden starker Theile eines Gussei körpers, eine Folge der Verschiedenheit der Geschwindigkeit, mit welcher sich

einzelnen Theile abkühlen (je langsamer ein Körper erkaltet, um so weniger schwindet er unter sonst gleichbleibenden Umständen), erzeugt Spannungen im Material, welche die angestellten Festigkeitsrechnungen mehr oder weniger fragwürdig machen und sich zuweilen soweit steigern, dass die Festigkeit des noch in der Form befindlichen Körpers aufgehoben wird. Hieraus erwächst die Forderung, für möglichst gleichmässige Abkühlung des Körpers Sorge zu tragen. Das kann bei der Formgebung desselben dadurch geschehen, dass die abkühlenden Flächen — Gleichwerthigkeit in Bezug auf Wärmeabführung vorausgesetzt — proportional gehalten werden den abzuleitenden Wärmemengen, d. h. proportional den abzukühlenden Massen. Ist diese Bedingung nicht angenähert zu erfüllen, so hat der Giesser in der Weise einzugreifen, dass er da, wo die Massen gegenüber den Wärme abführenden Flächen gross sind, die Abkühlung durch frühes Blosslegen, erforderlichenfalls durch Aufgiessen von Wasser u. s. w. befördert; dagegen da, wo das Umgekehrte stattfindet, die Wärmeentweichung beispielsweise durch Bedeckthalten verzögert. Dem Windschiefwerden von plattenförmigen Körpern infolge der ungleichmässigen Abkühlung kann bei Herstellung der Form bis zu einem gewissen Grade entgegengewirkt werden. Genügen auch diese Hülfsmittel nicht, so hat der Konstrukteur die Form entweder so zu wählen, dass die eintretenden Spannungen nicht zu einem Bruche führen werden, oder den Körper aus einzelnen Theilen so zusammen zu setzen, dass die Gussspannungen in jedem derselben nicht eine Grösse erreichen, welche die Sicherheit der Konstruktion in unzulässiger Weise beeinträchtigen würde.

Eine mit dem Schwinden zusammenhängende Erscheinung ist die durch das Nachsaugen oder Aussaugen bedingte Bildung von Hohlräumen, da wo Theile von sehr verschieden grossen Querschnitten zusammentreffen. Plötzliche und bedeutende Querschnittsänderungen sind deshalb unzulässig. Wenn bedeutende Aenderungen der Querschnitte nicht vermieden werden können, so sind diese allmählich zu vermitteln.

Der Entstehung von Hohlräumen in dem eigentlichen Gusskörper lässt sich durch Aufsetzen eines verlorenen Kopfes und durch Bildung von Trichtern entgegenwirken. Dabei ist von Wichtigkeit, den Querschnitt dieses Kopfes auch so gross zu halten, dass er sicher zuletzt erstarrt, sonst fehlt die Garantie, dass die entstehenden Hohlräume in ihn hineinfallen. Die Trichter müssen an den richtigen Stellen und in genügender Anzahl angeordnet werden. Durch Nachgiessen und Pumpen ist für genügend langes Offenhalten Sorge zu getragen.

Die eben erwähnten Hülfsmittel wirken auch auf Dichtigkeit des Gusses im Allgemeinen. Dieselbe wird um so grösser ausfallen, je höher die Eisensäule, welche über der betreffenden Stelle vorhanden ist, daher diejenigen Theile eines Körpers, welche möglichst dicht ausfallen sollen, beim Einformen zu unterst kommen müssen.

Die Bedeutung, welche den eben besprochenen Verhältnissen für die Formgebung gusseiserner Maschinentheile zuzuerkennen ist, mag die kurze Zurückrufung dieser, aus der Technologie bekannten Thatsachen ins Gedächtniss rechtfertigen. Gleichzeitig liegt hierin die Begründung dafür, dass manche der Radabmessungen mehr empirisch als streng wissenschaftlich bestimmt werden müssen.

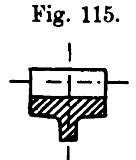
Bei der Konstruktion, Ausführung und Aufstellung der Räder ist der für alle bewegten Triebwerktheile giltige Satz zu beachten: Vorstehende Theile, wie Keile, Schrauben, Muttern u. s. w., mit denen Personen in Berührung

kommen können, sind zu vermeiden oder in geeigneter Weise einzukapseln oder auch durch entsprechende Verhüllung des ganzen Rades während des Betriebes unschädlich zu machen. Hierher gehören auch Keilnuthen mit scharfen Kanten u. dergl.

Die Räder selbst sind da, wo sie Personen gefährden können, mit schützenden Einfriedigungen oder Umhüllungen zu versehen.

2. Kranz, Nabe und deren Befestigung auf der Welle.

Fig. 115.



Die Stärke des Zahnkranzes kann in der Regel 0,5 t genommen werden mit schwacher Verjüngung (etwa 1 : 40 bis 1 : 60) nach aussen, um das Herausheben des Modelles aus der Form zu erleichtern. Bei verhältnissmässig geringer Armzahl oder grossem Durchmesser erscheint die Anordnung einer Kranzverstärkungsrippe am Platze, wie dies in Fig. 115 angedeutet ist.

Die durch das Keilloch unangegriffene Wandstärke der gusseisernen Nabe ergiebt sich in Centimeter aus

$$\delta = \frac{1}{5}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1^{\text{cm}} \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1^{\text{cm}} \ldots 246$$

worin d die Bohrung der Nabe und d_0 diejenige Wellstärke bedeutet, welche dem zu übertragenden Moment entspricht, also aus

$$M = Pr = k_d \frac{1}{5} d_0^3$$

zu bestimmen ist.

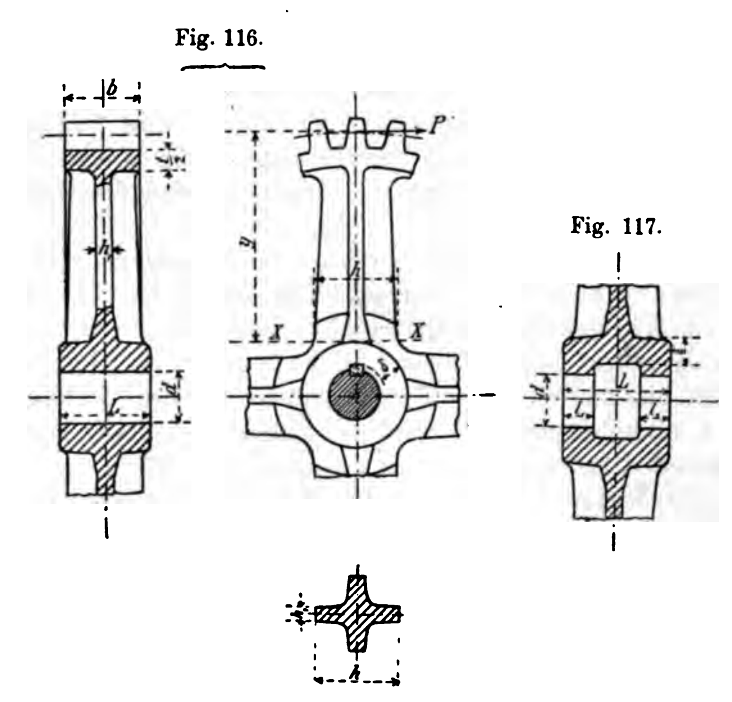
Die Nabenlänge, Fig. 116, darf gewählt werden

$$\left.\begin{array}{l} L = 1{,}2\, d \text{ bis } 1{,}5\, d \\ \text{und mehr, oder} \\ L \geqq b + 0{,}05\, r. \end{array}\right\} 247$$

Je länger die Nabe, um so weniger beträgt die Schiefstellung, welche das Rad beim Aufkeilen erfahren kann.

Lange Naben werden hohl gemacht, wie dies Fig. 117 zeigt, mit

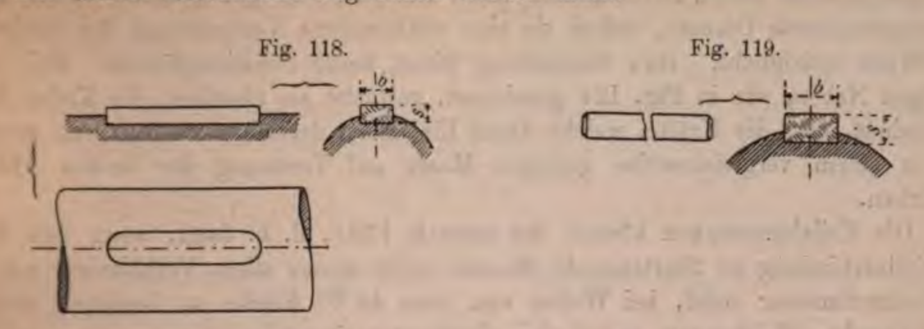
Fig. 116. Fig. 117.



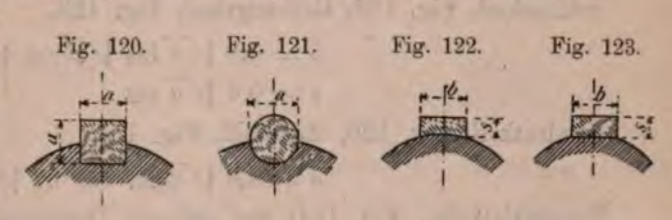
$$l_1 = 0{,}4\, d \text{ bis } 0{,}5\, d.$$

Die Befestigung der Räder auf den Wellen erfolgt in der Regel durch Federn und Keile. Eine Feder zeigt Fig. 118. Sie leistet nur Widerstand gegen Drehung der Nabe auf der Welle und ist eigentlich nur dann zulässig, wenn das drehende

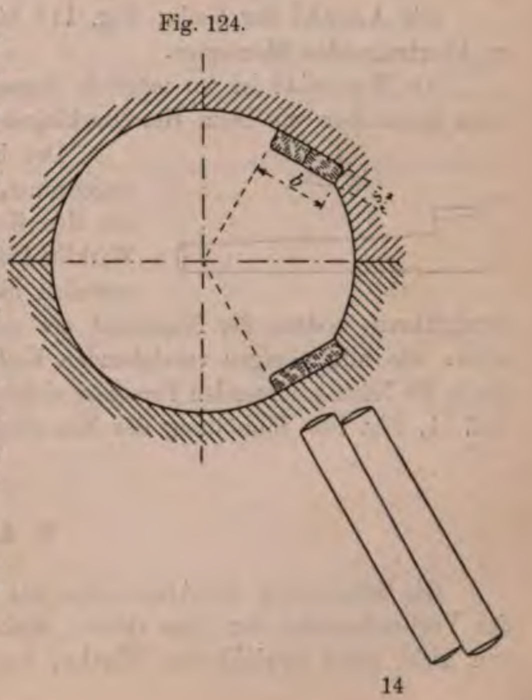
Moment seinen Sinn nicht ändert, da die Verbindung mittelst Feder nach keiner Richtung hin Spannungsverbindung ist. Am Platze ist sie, wenn das Rad in Richtung der Achse verschiebbar angeordnet werden muss.


Fig. 118. Fig. 119.

Eine sichere Befestigung des Rades mit der Welle liefert nur der Keil. Je nach der Querschnittsform und nach der Lage gegen die Welle unterscheidet man Flachkeile, Fig. 119, Quadratkeile, Fig. 120, Rundkeile, Fig. 121, Schlusskeile, Fig. 122, Reibungskeile, Fig. 123, Tangentialkeile, Fig. 124.


Fig. 120. Fig. 121. Fig. 122. Fig. 123.

Der Flachkeil, Fig. 119, ist wohl der am meisten verbreitete; er hat gegenüber dem Quadratkeil, Fig. 120 — bei gleicher Wirksamkeit im Betriebe — den Vorzug, die Welle, wie auch die Nabe weniger zu schwächen. Dagegen leistet dieser gegen das mit dem Eintreiben und Lösen des Keiles verknüpfte Stauchen oder Verbiegen sicherer Widerstand.


Fig. 124.

Der Rundkeil, Fig. 121, findet vorzugsweise Verwendung als Cylinder bei der Befestigung von warm aufgezogenen Kurbeln und bildet ein vortreffliches Mittel, um locker gewordene Räder und dergl., welche nicht oder nur schwer aus einander genommen werden können, wieder zu befestigen.

Der Schluss- und der Reibungskeil, Fig. 122 bezw. 123, werden beim Uebertragen kleinerer Kräfte benützt und ferner dann, wenn auf eine Welle nachträglich ein Rad oder eine Scheibe aufgesetzt werden soll. Es bedarf dann nicht der Herstellung einer Nuthe, sondern nur höchstens des Aufarbeitens einer Fläche. Die Betriebssicherheit ist jedoch, sofern die Kraftwirkungen bedeutende und unstetige sind, bei dieser Befestigungsweise nicht sehr gross, weshalb Keile nach Fig. 119 den Vorzug verdienen.

Die in neuerer Zeit immer mehr zur Verwendung gelangende Bei
Tangentialkeile, Fig. 124, ist eine ganz vorzügliche; namentlich da. w
tragende Moment seinen Drehungssinn rasch umkehrt, oder gar stoss
sie ausgezeichnete Dienste, indem sie eine vollkommene Verspannung
der Welle ermöglicht. Ihre Herstellung bietet keine Schwierigkeit
theiligen Naben, wie in Fig. 124 gezeichnet, gestattet sie überdies,
anzuordnen, dass die Kräfte, welche durch Eintreiben derselben wach
nur in einem vergleichsweise geringen Masse auf Trennung der
hinwirken.

Die Keilabmessungen können für normale Fälle, d. h. dann,
die Keilverbindung zu übertragende Moment nicht ausser allem V
Wellendurchmesser steht, bei Wellen von etwa 40 mm Stärke
aus folgenden Gleichungen, wobei d in Centimeter einzuführen

Feder, Fig. 118, Flachkeil, Fig. 119,

$$b = 0{,}8\sqrt{d} \text{ bis } \sqrt{d} \text{ cm}$$
$$s = 0{,}5\sqrt{d} \text{ cm}$$

Schlusskeil, Fig. 122, Reibungskeil, Fig. 123,

$$b = 0{,}8\sqrt{d} \text{ bis } \sqrt{d} \text{ cm}$$
$$s = 0{,}4\sqrt{d} \text{ cm}$$

Quadratkeil, Fig. 120, Rundkeil, Fig. 121,

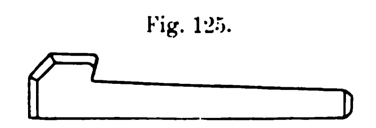
$$a = 0{,}6\sqrt{d} \text{ cm bis } 0{,}7$$

Tangentialkeile, Fig. 124; für grössere Durch

$$b = \frac{1}{4}d, \qquad s = \frac{1}{1\ldots}$$

Die Anzahl der Keile, Fig. 118 bis 123, i
zu übertragenden Momentes.

Als Material ist wo möglich immer Stahl
beim Eintreiben wie beim Herausschlagen entgeg


Fig. 125.

Der in Fig.
angeordnet, wo ma
um den Keil wied
Wirklichkeit lässt si
zuweilen nicht ohne
durchführen, sodass der Nasenkeil als ein schlechte
muss, wie alle übrigen vorstehenden Keile u. s. w.,
die in die Nähe kommenden Personen nicht gefährden
Taf. 11, Fig. 109 Einhüllung des Nasenkeiles u. s. w.



3. Arme.

Die Berechnung der Arme eines aus dem Gan
des Vorhandenseins der ihrer Grösse nach unbekan
von nicht ganz zweifellosem Werthe, besonders b

esser. Wir müssen uns deshalb durch mehr oder minder willkürliche Annahmen ewähr für genügende Grösse der ermittelten Armabmessungen zu schaffen suchen.

Bezeichnet i die Anzahl der Arme des Rades, so nehmen wir an, dass sich an er Kraftübertragung gleichzeitig $\frac{i}{4}$ Arme betheiligen, wobei $i \geqq 4$ vorausgesetzt erden mag. Ist dann Θ das gegenüber dem Biegungsmoment $M_b = Py$ in Betracht ommende Trägheitsmoment des Armquerschnittes (Fig. 116, S. 208), so gilt

$$Py = \frac{\Theta}{\frac{h}{2}} k_b \frac{i}{4}, \qquad 252$$

oraus für kreuzförmigen Querschnitt unter Vernachlässigung der in der Nullachse egenden Rippe

$$Py = k_b \frac{i}{24} h_1 h^2$$

it dem üblichen Werth $h_1 = \frac{1}{5} h$,

$$Py = k_b \frac{i}{120} h^3,$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{120}{i\, k_b} Py}. \qquad 253$$

In Gl. 252, wie auch in Gl. 253 ist k_b nach Massgabe des S. 189, bezw. S. 34 u. f. esagten zu wählen. Für stossenden Betrieb ist naturgemäss noch unter die daselbst ıgegebenen Werthe herunter zu gehen. Mit $k_b = 300$ wird

$$h = \sqrt[3]{\frac{Py}{2{,}5\, i}}.$$

Die Armhöhe h verjüngt sich nach dem Kranze im Verhältniss von etwa 5 : 4.

Arme mit ⊓-förmigem Querschnitt zeigt Fig. 76, Taf. 5. Die Berechnung rselben erfolgt nach Gl. 252, sofern reine Biegungs- und nicht auch Drehungsanspruchung vorhanden ist. Trifft das nicht zu, so ist die Letztere zu berückhtigen.

Die Anzahl i der Arme liegt bei aus dem Ganzen gegossenen Rädern zwischen 3 d 6. Ganz kleine Räder werden voll gegossen. Als Anhalt kann die Gleichung dienen

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D},$$

rin D den Theilkreisdurchmesser in Millimeter bedeutet.

Bei Rädern mit Holzzähnen muss die Zähnezahl ein Vielfaches der Armzahl n, wonach sich unter Umständen die Zahn- bezw. Armzahl zu richten hat.

Für die Armzahl bei Rädern, welche aus Segmenten zusammengesetzt werden, währt die Gleichung

$$i = \frac{1}{8}\sqrt{D}$$

igen Anhalt.

Die senkrecht zur Radachse stehenden Hauptrippen der Arme sollen sich für the Räder, welche nach Modellen hergestellt werden und voraussichtlich für verieden starke Wellen Verwendung finden, in der Mitte derart vereinigen, dass verieden grosse Naben mit den entsprechenden Kernmarken aufgesetzt werden können.

4. Beispiele von Rädern, insbesondere von solchen, welche aus Theilen zusammengesetzt sind.

Räder von etwa 1800 mm Durchmesser können für ruhigen Betrieb aus einem Stück bestehen, also aus dem Ganzen gegossen werden, doch erlangen bei so grossen Abmessungen die natürlichen Spannungen im Guss schon eine ziemliche Bedeutung, sodass bei Rädern für stossenden Betrieb die Grenze, welche übrigens mit der Vervollkommnung der Giessereitechnik höher steigt, also von dieser abhängt, tiefer gelegt werden muss.

Die Spannungen können zu einem grossen Theile aufgehoben werden durch Trennung der Nabe, indem dieselbe nicht aus dem Ganzen, sondern getrennt gegossen wird, wie dies Fig. 77, Taf. 4 andeutet, indem mit Graphit oder Lehm bestrichene Platten von Schmiedeisen (2 bei 4 und 3 bei 6 Armen) in die Form eingelegt werden. Die Verbindung geschieht dann in der Weise, dass zunächst die entstandenen Spalten oder Fugen mit Zink ausgegossen werden, während die Verbindung der Nabentheile unter sich durch warm aufgezogene Ringe, je vom Querschnitt etwa $= 5\ \text{qcm} + \frac{d_0^2}{20}$ erfolgt, worin d_0 den Wellendurchmesser bedeutet, welcher dem zu übertragenden Drehungsmoment entspricht.

Derselbe Zweck, wie durch diese Konstruktion, welche für Räder bis etwa 3500 mm Durchmesser zulässig erscheint, wenn nicht Rücksichten auf Fortschaffung und Aufstellung überhaupt gegen Bestehen eines so grossen Rades aus dem Ganzen sprechen, wird durch die Trennung des Rades in zwei Theile erstrebt. Hierbei können die beiden Radhälften getrennt gegossen oder das Rad kann mit Platten in der Trennungsfläche eingeformt und nach dem Erkalten aufgesprengt werden, Fig. 78, Taf. 5. Die rauhe Bruchfläche gewährt bei dem letzteren Verfahren eine Sicherheit gegenüber einem Verschieben der beiden Radtheile gegen einander. Bei der ersteren Herstellungsweise, welche die Berührungsflächen bearbeitet, muss hiergegen besonders vorgesorgt werden, was am besten durch Bohren eines Loches geschieht, dessen Achse in der Berührungsfläche liegt, in welches Gewinde geschnitten und eine Stiftschraube eingedreht wird.

Zuweilen werden auch kleine Räder in zwei Hälften hergestellt und zwar dann, wenn ein solches Rad auf eine bereits im Betriebe befindliche Welle aufgesetzt werden soll und ein Aufschieben von der Stirnseite der Welle sich nur sehr schwer oder überhaupt nicht bewerkstelligen lässt. Ist das Rad in einer Mittelebene getheilt, so wird das Aufbringen auf die Welle mit Leichtigkeit erfolgen können.

Uebersteigt der Durchmesser eines Rades etwa 4500 mm, so pflegt der Radkranz in Segmente getrennt zu werden, wobei dann verschiedene Konstruktionen möglich sind.

Nabe und Arme können zusammengegossen werden, sodass ein Armstern entsteht; die Kranzsegmente sind dann mit den Armen und unter sich zu verbinden. Ein derartiges Rad zeigt Fig. 79, Taf. 5. Die erwähnte Verbindung der Segmente und Arme erfolgt durch warm aufgezogene ovalartige Ringe *a* von Schmiedeisen und durch die Keile *b b*. Die Vermeidung scharfer Ecken im Grunde der Ansätze muss hier im Auge behalten werden.

Mit Rücksicht auf Fortschaffung und Aufstellung wird die Nabe nicht selten

getheilt, sodass dann zwei Halbsterne entstehen, welche noch eine Verbindung unter sich erfordern.

Eine zweite Konstruktion giesst die Nabe für sich und jedes Kranzsegment mit einem Arm zusammen.

Sind Räder Einflüssen ausgesetzt, welche eine verhältnissmässig schnelle Abnützung der Zähne veranlassen, so kann es räthlich erscheinen, diese leicht ersetzbar zu machen. Eine derartige Anordnung zeigt Fig. 81, Taf. 5. Die Keile $d\,d$ und e haben den Zweck, die Verbindungen zwischen Zahn- und Radkranz bezw. zwischen Arm und Nabe zu Spannungsverbindungen zu machen. Zahndruck wirkt rechtsdrehend.

Eine dritte Konstruktion giesst Nabe, Arme und Segmente für sich. Fig. 82, Taf. 5 giebt ein derartiges Rad wieder. Die Spannungsverbindungen sind hier mittelst konischer Schraubenbolzen von Stahl (Fig. 47, S. 100) hergestellt, welche sauber eingeschliffen werden müssen. Zahndruck ist rechtsdrehend thätig zu denken.

Fig. 83, Taf. 6 zeigt das hierher gehörige verzahnte Schwungrad einer Dampfmaschine. Das erforderliche Gewicht erhält der Kranz durch besondere Einlagen. Bei vollem Kranze liegt die Gefahr nahe, dass da, wo die Zähne sich an denselben anschliessen, infolge der ungleichförmigen Abkühlung Hohlräume entstehen, welche die Haltbarkeit der Zähne beeinträchtigen müssen. Dieser Besorgniss ist bei der vorliegenden Konstruktion durch das Bestreben, das Verhältniss zwischen Masse und Abkühlungsfläche möglichst wenig und nur stetig zu ändern, der Boden entzogen. Die Füllungstheile sind einfach in den Zahnkranz eingelegt und durch je zwei Schrauben mit diesem verbunden. Dieselben wurden mit zwei Ansätzen $a\,a$ versehen, durch welche die Centrifugalkraft und zum Theil auch das Gewicht ohne eine wesentliche Beanspruchung des Zahnkranzes auf die Arme übertragen wird.

Wenn man beabsichtigte, so liesse sich dadurch, dass zwischen je zwei Füllungstheile eine mehr oder weniger elastische Platte gelegt würde, für innerhalb gewisser Grenzen liegende Stosswirkungen ein Vorbeugungsmittel gegen Armbrüche schaffen. Die Befestigungsweise der Füllungstheile müsste natürlich eine Bewegung derselben gegen den Zahnkranz gestatten.

Die Verwendung besonderer Einlagen gewährt ausser dem Vortheil leichter Aufstellung noch den weiteren, dass die Kopfbank, auf welche das Rad aufzuspannen ist, wobei dieselben nicht eingelegt zu werden brauchen, weniger stark beansprucht wird, bezw. bietet sie die Möglichkeit, schwere Schwungräder auf verhältnissmässig schwachen Kopfbänken zu bearbeiten.

Unmittelbar erfolgt die Verbindung der Segmente unter sich durch Bolzen und Keile, indirekt noch mittelst konischer, sauber eingeschliffenen Bolzen. In der Nabe wird die Spannungsverbindung in der Weise erzielt, dass die Arme in dieselbe eingepasst, dann Löcher gebohrt werden, deren Achsen in den Berührungsflächen der Ersteren mit den Letzteren liegen, und welche erforderlichen Falles noch sauber auszureiben sind, und dass schliesslich in diese Löcher stramm passende Stahlstifte eingeschlagen werden.

Die Beanspruchung der Schwungradarme durch die lebendigen Kräfte kann nach Gl. 94, bezw. 95 beurtheilt werden.

Die Hobel- oder Stossarbeit und auch einen Theil der Handarbeit, welchen das gewöhnliche Einpassen der Arme in die Nabe fordert, durch Dreharbeit zu ersetzen, hat zu der in Fig. 84, Taf. 7 dargestellten Konstruktion geführt, welche auch etwas

leichtere Naben liefert. Zuverlässiger wird dieselbe, wenn sich der Arm nicht mit cylindrischen, sondern mit konischen Flächen in die Nabe einsetzt, allerdings auch umständlicher in der Herstellung.

Um das Einpassen der Arme überhaupt zu umgehen, hat Verfasser die in Fig. 85, Taf. 7 dargestellte Konstruktion ausführen lassen. Da die Zähne roh bleiben, so sind zunächst die Segmente mit Rücksicht auf Herstellung der richtigen Theilung zusammen zu passen, dann die Linien *a b* anzureissen und die Segmente hiernach zu hobeln, was mit beiden Auflageflächen jedes Segmentes gleichzeitig geschehen kann (zum Theil Zweck der gewählten Form der Segmente). Hierauf folgt Anreissen der Armköpfe, sodass sie möglichst radial liegen, und entsprechende Bearbeitung. Die beiden an den inneren Radialebenen, gegen welche sich die Arme legen, abgedrehten Nabenhälften werden dann beiderseits gegen die bereits vorher bearbeiteten Füsse der Arme gelegt und durch Schrauben mit denselben verbunden. Hieran schliesst sich das Bohren und Ausreiben der Löcher *c*, welche Arbeit sich um so weniger schwierig gestaltet, je geringer der Spielraum zwischen den Armfüssen ist. In die Löcher *c* werden kräftige und schwach konische Stahlstifte eingetrieben, welche die Spannungsverbindung zwischen Nabe und den Armen geben.

Da die Nabenscheiben nicht auf Biegung beansprucht werden, was z. B. bei der Konstruktion Fig. 83, Taf. 6 der Fall ist, so können sie schwach gehalten werden und führen demzufolge zu verhältnissmässig leichter Nabe.

Auf Biegung stark beanspruchte Naben sollten immer kreiscylindrischen Umfang erhalten, um im Nothfall des Springens einer Nabe durch warmes Aufziehen eines schmiedeisernen Ringes eine Wiederinstandsetzung zu ermöglichen.

Um für die Arme grosser, schwerer Räder nicht unförmliche Querschnittsabmessungen zu erhalten, muss so konstruirt werden, dass an der Uebertragung der Kraft, wenigstens angenähert, alle Arme Theil nehmen. Das geschieht, wenn der Kranz genügende Steifigkeit und die Arme genügende Elasticität besitzen. Dieser Gesichtspunkt war bei Feststellung der Abmessungen des in Fig. 85, Taf. 7 gezeichneten Rades massgebend, wie die kräftige Kranzversteifung und der bedeutend grössere Querschnitt der gezogenen Gurtung des Armquerschnittes erkennen lassen [1]).

Fällt ein Rad so klein aus, dass die Nabe das Aufkeilen nicht aushalten würde, so ordnet man an der einen oder an beiden Stirnseiten Scheiben an, wie dies Fig. 86, Taf. 5 zeigt. Da sich die Ecken der Zahnlücken nicht gut ausputzen lassen, so ist es rathsam, die Breite b_1 um etwa 10 mm grösser zu nehmen, als diejenige des eingreifenden Rades.

Fig. 87 und 88, Taf. 6 geben das zu einer grossen Reversirmaschine (Phönix in Laar bei Ruhrort) gehörige Vorgelege mit Winkelzähnen wieder. Die Theilung beträgt 178 mm, Zahnwurzel 63 mm, Zahnkrone 52 mm, Zahnbreite 600 mm, Theilkreisdurchmesser 1190 mm (21 Zähne), 3627 mm (64 Zähne). Das kleinere der beiden Räder ist Stahlguss. Das grössere besteht aus einem gusseisernen Armkreuz und Zahnkranz von Stahlguss. (Vergl. auch S. 202.)

Solche Kammwalzen für Walzwerke werden bis etwa 600 mm Durchmesser mit angegossenen Zapfen geliefert; bei grösseren Durchmessern dagegen aus aus-

[1]) Ueber die Gewichte grosser, aus einzelnen Theilen zusammengesetzter Stirnräder s. des Verfassers Arbeit über Turbinen und vertikale Wasserräder, S. 150, S. 176 u. f.

geschmiedeter Stahlwelle (Spindel) und gegossenem Stahlzahnkranz (Zahnring) zusammengesetzt. Für die Uebertragung sehr grosser Kräfte setzt man wohl auch zwei Zahnringe dicht neben einander auf, derart, dass die Zahnrichtung beider entgegengesetzt ist, wodurch für den Vorwärts- wie für den Rückwärtslauf ein gleich ruhiger Gang erzielt werden soll. Die Befestigung nehmen die Hagener Gussstahlwerke nach Massgabe der Fig. 89, Taf. 7 (E. Dann) vor. Die Knaggen n verhindern das seitliche Verschieben des Zahnringes.

Bezüglich der Abmessungen der Holzzähne darf nach den auf S. 198 enthaltenen Erörterungen auf die Figuren 90, 91, Taf. 6 und Fig. 92, Taf. 8 verwiesen werden.

Die Trennung des Kammes in zwei Theile, wie in Fig. 92, Taf. 8 gezeichnet ist, erfolgt je nach den Abmessungen des vorhandenen Kammmaterials bei verschiedenen Werthen von b. Für $b \geq 180^{mm}$ wird sich in der Regel die Anordnung getheilter Kämme räthlich erweisen.

Das Material, aus dem die Kämme gefertigt werden, ist Weissbuchenholz, von dem in erster Linie Trockenheit verlangt werden muss, andernfalls sich eine dauernde Befestigung des Kammes im Rade nicht erzielen lässt. Manche Werkstätten sieden die Kämme in Oel, in der Absicht, ihnen grössere Dauer zu geben.

Um sicher zu sein, dass die Faserrichtung des Kammes im Interesse der Festigkeit mit der Richtung der Zahnlänge l zusammenfällt, wird der gefällte Stamm in Scheite gespalten.

Die Befestigung der Kämme in dem Rade kann entweder mit hölzernen Keilen, Fig. 90, Taf. 6, oder mit Stiften, Fig. 91, Taf. 6, bewerkstelligt werden. Sorgfältiges Einpassen und reichliche Kranzstärken bilden ausser der vollkommenen Trockenheit der Kämme die Vorbedingung der Betriebssicherheit der Verbindung.

Bei der Formgebung des Armes, da, wo er an den Kranz eines Kammrades anschliesst, ist zu beachten, dass das Herausschlagen der Kämme und der Keile, bezw. Stifte möglich sein muss. Das Erstere bedingt in Fig. 92, Taf. 8 die Abmessung x, das Letztere die Löcher y.

Damit bei unvermeidlich kleinen Verrückungen des Rades in achsialer Richtung ein Ansatz an den Kämmen sich nicht bilden kann, müssen die Eisenzähne um etwa 6 bis 10^{mm} breiter gehalten werden als die Kämme, wie das in Fig. 92 angedeutet ist.

Sollen die Kämme im Betriebe geschont werden, so ist eine Bearbeitung der mit ihnen zusammenarbeitenden Zähne erforderlich. Allerdings ist hiermit der Nachtheil verknüpft, dass die bezüglich ihrer Härte und Dauer werthvolle Gusshaut entfernt werden muss, infolgedessen sich die Zähne schneller abnützen. In Erwägung, dass der erste Satz Kämme durch nicht bearbeitete Zähne sehr bald abgenützt wird, wodurch bei grösserer Kammzahl bedeutende Kosten nicht bloss durch die Kämme selbst, sondern unter Umständen auch durch die mit dem neuen Verkämmen verknüpfte Betriebsstörung entstehen können, und in Berücksichtigung, dass ein so ruhiger Betrieb, wie er mit bearbeiteten Zähnen erlangt werden kann, mit unbearbeiteten nicht möglich ist, und dass es sich da, wo Kämme am Platze sind, um grössere Geschwindigkeiten handelt, muss die Entscheidung für Bearbeitung ausfallen.

Die Konstruktion eines Kegelrades mit Kämmen zeigt Fig. 93, Taf. 8. Um die genaue Lage des Rades auf der Welle sicher zu stellen und um den Achsial-

druck, welchen konische Räder auf ihre Wellen absetzen, unmittelbar zu übertrage versieht man die Welle mit einem Ansatz, der nur 1—2 mm hoch zu sein brauch wie das die Figur erkennen lässt.

Der erwähnte Druck, welchen Kegelräder in Richtung ihrer Achse auf di Welle ausüben, lässt sich mit genügender Genauigkeit auf folgende Weise ermitteln Ist CN diejenige Richtung des Zahndruckes, welche am meisten von seiner tangen tialen Komponente P abweicht (entsprechend dem äussersten Punkte der Eingriffs strecke), so fällt die Komponente CS in die Richtung der Erzeugenden CG des mittlere Ergänzungskegels. Daraus ergiebt sich der gesuchte Achsialdruck CP_a.

In neuerer Zeit hat H. Michaelis (D. R.-P. Nr. 44543) die arbeitende Zahn flanke mit Holz ausgerüstet, in der Absicht, den weniger hörbaren Gang der Holz kämme zu erlangen, ohne das Holz auf Biegung in Anspruch zu nehmen.

E. Fränkel (D. R.-P. Nr. 50203) stellt elastische Zähne aus Stahlblech he welche unter Einwirkung des Zahndruckes sich durchbiegen.

Fig. 94, Taf. 6 zeigt eine aus Gusseisen hergestellte und auf schmiedeisern Welle befestigte Schraube. Der in Richtung der Schraubenachse wirksame Druc muss durch die Lagerschalen aufgefangen werden. Bei manchen Aufzügen entfäl derselbe, indem auf ein und derselben Achse eine links- und eine rechtsgängig Schraube angeordnet werden, deren Gänge gleich starken Druck nach entgegen gesetzten Seiten erhalten.

Wie bereits erwähnt, werden bei den meisten Schraubenrädern die Zähne a schräg aufzusetzende Prismen behandelt, Fig. 73, Taf. 4. Infolgedessen findet, stren genommen, die Berührung zu Anfang nur in einem Punkte statt, wenn von de Elasticität des Materials und von dem gleichzeitigen Eingriff mehrerer Zähne abge sehen wird. Durch Ausfräsen der Zahnlücken der Schraubenräder mit Schnecke oder Wurmfräse, Fig. 95, Taf. 6, oder durch Einformen mit Kernstücken ode durch Benützung der Formmaschine, welche das Zahnmodell zuerst in radiale Richtung aus der Form führt und dann erst hebt, lässt sich eine bessere Berüh rung schaffen.

Die Herstellung der Räder erfolgt entweder mittelst Modellen, Schablonen un Kernstücken für jede Zahnlücke oder mittelst besonderer Formmaschinen. Die nac Modellen abgeformten Räder besitzen nicht prismatische, sondern etwas verjüngt z laufende Zähne. Bleiben diese unbearbeitet, so sind die Räder so aufzustellen, da der dünnere Zahntheil des einen Rades mit dem dickeren des anderen zusamme greift. Werden die Zähne bearbeitet, so entfällt infolge ihrer prismatischen For diese Rücksicht. Die Bearbeitung der Zähne geschieht meist durch Maschinen, n in kleineren Werkstätten mit Meissel und Feile.

Ein grosser Nachtheil bei der Abformung von Zahnrädern nach Modellen lie in dem Verziehen der Letzteren. Es ist unvermeidlich, dass die auf dem Bod lagernden Modelle ihre richtige Gestalt verlieren und abgeformt unrichtige Räd liefern. Insbesondere gilt dies für grössere Räder, für welche die Herstellung v Modellen aus Metall unthunlich wäre. Aus diesem Grunde ist die Erzeugung d Räder durch Formmaschinen oder durch Schablone und mit Kernstücken entschied vorzuziehen. Die Theilung, sowie die Form der Räder fällt genauer aus. Ueberdi

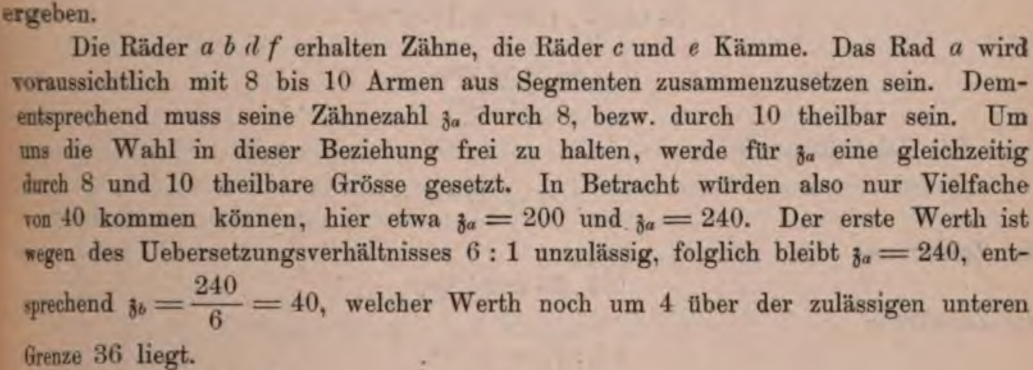
gewährt diese Herstellungsweise dem Konstrukteur eine grössere Freiheit hinsichtlich der Berücksichtigung der Verhältnisse des einzelnen Falles, er ist nicht oder mindestens weniger an die vorhandenen Modelle gebunden.

Festzuhalten ist, dass die Anfertigung der Räder nicht sorgfältig genug geschehen kann, sofern auf ruhigen Gang gerechnet wird.

5. Rechnungsbeispiele.

1. Fig. 126. Von dem oberschlächtigen Wasserrade A aus, welches 5 Umgänge in der Minute macht und 50 Pferdestärken leistet, soll die Welle B, deren Umgangszahl 180 beträgt, angetrieben werden. Der Betrieb ist ein ziemlich gleichförmiger.

Fig. 126.



Hiernach beträgt das gesammte Uebersetzungsverhältniss $\frac{180}{5} = 36$. Wir entscheiden uns mit Rücksicht auf die besonderen Verhältnisse für die Uebersetzungszahlen

$$\frac{a}{b} = 6, \qquad \frac{c}{d} = 4, \qquad \frac{e}{f} = \frac{3}{2},$$

welche, wie verlangt,

$$6 \cdot 4 \cdot \frac{3}{2} = 36$$

ergeben.

Die Räder $a\ b\ d\ f$ erhalten Zähne, die Räder c und e Kämme. Das Rad a wird voraussichtlich mit 8 bis 10 Armen aus Segmenten zusammenzusetzen sein. Dementsprechend muss seine Zähnezahl $\mathfrak{z}_a$ durch 8, bezw. durch 10 theilbar sein. Um uns die Wahl in dieser Beziehung frei zu halten, werde für $\mathfrak{z}_a$ eine gleichzeitig durch 8 und 10 theilbare Grösse gesetzt. In Betracht würden also nur Vielfache von 40 kommen können, hier etwa $\mathfrak{z}_a = 200$ und $\mathfrak{z}_a = 240$. Der erste Werth ist wegen des Uebersetzungsverhältnisses 6 : 1 unzulässig, folglich bleibt $\mathfrak{z}_a = 240$, entsprechend $\mathfrak{z}_b = \frac{240}{6} = 40$, welcher Werth noch um 4 über der zulässigen unteren Grenze 36 liegt.

Nach Gl. 236 gilt

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{\psi\, \mathfrak{z}\, k} \frac{N}{n}}.$$

Hierin ist für die dem Spritzwasser ausgesetzten Räder a und b k höchstens 12 zu nehmen (S. 193), zu welcher Grösse nach Beziehung 234 die höchstens zulässige Zahnbreite von

$$b_{max} = 2\, t\, \frac{21}{12} = 3{,}5\, t$$

gehört. Es werde zunächst eingeführt

$$k = 11 \text{ und } b = 3{,}5\, t, \text{ d. h. } \psi = 3{,}5;$$

dann folgt die Theilung

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3{,}5 \cdot 240 \cdot 11} \frac{50}{5}} = 7{,}87^{\text{cm}}$$

und hiermit der Theilkreisdurchmesser

$$D_a = \frac{240 \cdot 7{,}87}{\pi} = 601{,}2 \text{ cm}.$$

Da es bei der Ausführung sowohl der Räder als der Fundamente unbe(ist, unabgerundete Masse für D_a zu haben, so wählen wir endgiltig

$$D_a = 6000 \text{ mm},$$

$$t = \frac{\pi \cdot 6000}{240} = 78{,}54 \text{ mm},$$

$$b = 78{,}54 \cdot 3{,}5 = 275 \text{ mm} = \text{abgerundet } 270 \text{ mm}.$$

Diesen Grössen entspricht ein Zahndruck

$$P = \frac{75\ N}{\pi\ D_a \frac{n}{60}} = \frac{75 \cdot 50}{\pi \cdot 6 \frac{5}{60}} = 2390 \text{ kg}$$

und

$$k = \frac{2390}{27 \cdot 7{,}85} = 11{,}3 \text{ kg},$$

welch' letzterer Werth noch unter der angegebenen oberen Grenze liegt und damit die Zulässigkeit der gewählten Abmessungen ausspricht.

Das Rad b erhält demnach

$$D_b = \frac{1}{6} \cdot 6000 = 1000 \text{ mm},$$

$$t = 78{,}54 \text{ mm},$$

$$b = 270 \text{ mm}.$$

Die Zahnstärke wird

$$\frac{19}{40} \cdot 78 \doteq 37 \text{ mm},$$

die Zahnwurzel

$$0{,}4 \cdot 78 = 31 \text{ mm},$$

die Zahnkrone

$$0{,}3 \cdot 78 = 23 \text{ mm}.$$

4 Arme erscheinen für dasselbe genügend.

Das Rad c wird wahrscheinlich zweitheilig zu konstruiren sein und 6 bis 8 erhalten. Mit Rücksicht hierauf muss die anzunehmende Zähnezahl durch 24 th sein. Das eingreifende Rad d sollte wegen der Umgangszahl von 120 nicht 48 Zähne erhalten, womöglich noch mehr. Da das Uebersetzungsverhältnis 4 : 1 im Verein mit der bezüglich $\mathfrak{z}_c$ ausgesprochenen Anforderung für das I verlangt, dass dessen Zähnezahl durch 6 theilbar sein muss, so wählen wir $\mathfrak{z}_d$: infolgedessen $\mathfrak{z}_c = 4 \cdot 54 = 216$ wird.

Für k ergiebt sich, da das Kammrad 30 Umgänge macht, nach Gl. 235

$$k = 20 - \sqrt{30} = 14{,}5 = \backsim 14,$$

wofür wegen Holz auf Eisen

$$0{,}4 \cdot 14 = 5{,}6$$

ist. Die Kammbreite werde gleich dem Dreifachen der Theilung genommen, = 3. Dann folgt aus Gl. 236

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3 \cdot 216 \cdot 5{,}6} \cdot \frac{50}{30}} = \backsim 6^{\text{cm}},$$

$$D_c = \frac{216 \cdot 60}{\pi} = 4125^{\text{mm}}.$$

den bei Rad a angegebenen Gründen runden wir auch hier den Durchn D_c ab und setzen endgiltig

$$D_c = 4400^{\text{mm}},$$

$$D_d = 1100 \;\text{"}$$

$$t = \frac{\pi \cdot 4400}{216} = 64^{\text{mm}}$$

$$b = 3 \cdot 64 = 192^{\text{mm}} = \backsim 190^{\text{mm}}.$$

Zahndruck beträgt dann

$$P = \frac{75 \cdot 50}{4{,}4\,\pi \cdot \frac{30}{60}} = 544^{\text{kg}}.$$

Prüfung muss sein

$$P = 2390 \frac{1000}{4400} = 544^{\text{kg}}.$$

er ist

$$k = \frac{544}{19 \cdot 6{,}4} = 4{,}5,$$

ltnissmässig gering, eine Folge der Abrundung von D_c nach oben, die für der Kämme nur günstig sein kann, allerdings auch die Anlagekosten erhöht. Rad d erhält eine Breite von

$$190 + 10 = 200^{\text{mm}}$$

5 Arme.

Stärke der Zähne beträgt nach Gl. 240

$$0{,}4 \cdot 64 = 26^{\text{mm}},$$

ler Kämme nach Gl. 241 soviel, dass $\frac{t}{40}$ Spielraum verbleibt, also

$$64 - \frac{64}{40} - 26 = 36^{\text{mm}}.$$

vurzel ist

$$0{,}4 \cdot 64 = 26^{\text{mm}},$$

rone

$$0{,}3 \cdot 64 = 20^{\text{mm}}.$$

Rad e wird voraussichtlich aus dem Ganzen hergestellt werden können und ıen zu versehen sein; $\mathfrak{z}_e$ muss demnach durch 6, folglich $\mathfrak{z}_f$ durch 4 theil- Mit $\mathfrak{z}_f$ hier unter 60 zu gehen, erscheint nicht räthlich, sodass $\mathfrak{z}_e = 90$:.

Für k folgt

$$k = 20 - \sqrt{120} = 9$$

und wegen Holz auf Eisen

$$k = 0,4 \,.\, 9 = 3,6.$$

ψ kann hier ebenfalls wieder zu 3 angenommen werden. Damit ergiebt sich

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3 \,.\, 90 \,.\, 3,6} \, \frac{50}{120}} = 5,78 \text{ cm},$$

womit

$$D_e = \frac{90 \,.\, 57,8}{\pi} = 1656 \text{ mm} = 2 \, \overline{DC} \text{ (Fig. 93, Taf. 8)},$$

$$b = 3 \,.\, 57,8 = 173,4 \text{ mm} = \overline{BE} = 2 \, \overline{BC}.$$

Es ist nun üblich, nicht den mittleren Durchmesser $2 \, \overline{DC}$, sondern den äusseren Durchmesser $2 \, \overline{AB}$ als Theilkreisdurchmesser anzugeben. Für diesen findet sich

$$\overline{AB} = \overline{CD} + \overline{BC} \sin \alpha,$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\overline{CD}}{\overline{OD}} = \frac{3}{2} = 1,5,$$

$$\overline{AB} = 828 + 87 \,.\, 0,83 = \backsim 900.$$

Folglich endgiltig

$$D_e = 2 \, \overline{AB} = 1800 \text{ mm},$$

$$t = \frac{1800 \, \pi}{90} = 62,8 \text{ mm},$$

$$b = \text{abgerundet } 180 \text{ mm}.$$

Der mittlere Zahndruck ergiebt sich in

$$P = \frac{75 \,.\, 50}{1,656 \,.\, \pi \,.\, \frac{120}{60}} = 360 \text{ kg}$$

oder aus

$$P = 544 \, \frac{1100}{1656} = 360 \text{ kg},$$

demnach

$$k = \frac{360}{18 \,.\, 5,78} = 3,5 \text{ kg}.$$

Das Rad f erhält einen Durchmesser

$$D_f = \frac{2}{3} \, 1800 = 1200 \text{ mm},$$

welcher, da die Zahnbreite von 180 mm auf etwa 180 + 10 = 190 mm erhöht wird, nur für das 180 mm breite Rad gilt, was beim Aufzeichnen der Räder nicht zu übersehen ist. Hierbei wird es sich im Allgemeinen empfehlen, darauf bedacht zu sein, dass das Rad mit den Eisenzähnen einen Halbmesser erhält, welcher keine Bruchtheile von Millimetern mit sich führt. Am einfachsten lässt sich das erreichen durch reichliche Bemessung der Werthe von b und Schmälermachen der Kämme, etwa derart, dass oben

für b nicht 180 mm, sondern 190 mm gewählt und schliesslich die Breite der Holzzähne auf 180 mm vermindert wird.

Armzahl 5.

Die Stärke der Zähne beträgt

$$0{,}4 \,.\, 62{,}8 = 25 \text{ mm},$$

diejenige der Kämme

$$62{,}8 - \frac{62{,}8}{40} - 25 = 36 \text{ mm},$$

die Zahnwurzel

$$0{,}4 \,.\, 62{,}8 = 25 \text{ mm},$$

die Zahnkrone

$$0{,}3 \,.\, 62{,}8 = 19 \text{ mm}.$$

Die Kraft, welche das Rad e in Richtung der Achse auf die Welle absetzt, kann, sofern der Normaldruck im äussersten Eingriffspunkt um 20° von der tangentialen Richtung abweicht, zu etwa

$$P_a = 360 \operatorname{tg} 20^0 \sin \alpha = 360 \,.\, 0{,}364 \,.\, 0{,}83 = 109 \text{ kg}$$

angenommen werden.

Das Rad f setzt einen Achsialdruck auf seine Welle ab, welcher gegen

$$P_a = 360 \operatorname{tg} 20^0 \cos \alpha = 360 \,.\, 0{,}364 \,.\, 0{,}55 = 72 \text{ kg}$$

beträgt.

2. Fig. 127. Von dem verzahnten Schwungrade a einer Dampfmaschine ist die Triebwerkswelle B, welche einem ziemlich gleichförmigen Betriebe dient, anzutreiben.

Fig. 127.

Die 100 pferdige Maschine macht 56 Umgänge in der Minute, die Welle soll deren 140 vollführen.

Unter der Annahme, dass eines der beiden Räder Kämme erhält, haben wir der periodischen Ungleichförmigkeit in der Kraftübertragung wegen, welche von dem Schwungrad ausgeht, das Letztere mit Zähnen und das eingreifende Rad b mit Kämmen zu versehen. Aus Gl. 235 folgt

$$k = 20 - \sqrt{140} = \infty\, 8.$$

Mit Rücksicht auf das S. 193 Bemerkte etwa 10 % weniger, also 7, sodass wegen Holz auf Eisen folgt

$$k = 7 \,.\, 0{,}45 = 3{,}15.$$

Bei der Wahl der Zähnezahl ist massgebend, dass dieselbe für das Rad b nicht unter 60 betragen soll, dass das aus Segmenten zusammengesetzte Schwungrad voraussichtlich 8 Arme und das wahrscheinlich zweitheilig zu bauende Rad b deren 6 erhalten wird. Demzufolge muss z_a durch 8, z_b durch 6 theilbar sein. Mit Rücksicht auf das Uebersetzungsverhältniss $\frac{140}{56} = \frac{5}{2}$ sollte hiernach z_b durch $3 \,.\, 16 = 48$ getheilt werden können, infolgedessen als passend nur die Zähnezahlen $z_a = 240$ und $z_b = 96$ in Betracht kommen würden. Wir wollen diese als passend annehmen, jedoch nicht ohne zu bemerken, dass z_b mit 72 noch gross genug sein würde, also mit 96 sehr reichlich bemessen erscheint.

Mit $\psi = 3{,}5$ ergiebt sich aus Gl. 236

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3{,}5 \cdot 96 \cdot 3{,}15} \frac{100}{140}} = 6{,}73 \text{ cm}$$

und

$$D_b = \frac{96 \cdot 67{,}3}{\pi} = 2056 \text{ mm}.$$

Diesen Werth dürfen wir mit Rücksicht auf das reichlich bemessene $\mathfrak{z}_b$ (immer mindestens 2 Zähne im Eingriff) nach unten auf

$$D_b = 2000 \text{ mm}$$

abrunden, sodass endgiltig

$$D_b = 2000 \text{ mm}, \qquad D_a = \frac{5}{2} \cdot 2000 = 5000 \text{ mm},$$

$$t = \frac{2000 \cdot \pi}{96} = 65 \text{ mm},$$

$$P = \frac{75 \cdot 100}{2\pi \cdot \frac{140}{60}} = 512 \text{ kg},$$

$$b = \frac{512}{6{,}5 \cdot 3{,}15} = \backsim 250 \text{ mm}, \qquad b = 250 + 10 = 260 \text{ mm}.$$

Da im vorliegenden Falle das Rad, welches die Eisenzähne erhält, weitaus das theuerste ist, so erscheint es räthlich, die Zahnstärke nach Gl. 238 zu bestimmen, d. h. den Zahn

$$65 \frac{19}{40} = \backsim 30 \text{ mm}$$

und den Kamm

$$65 - 30 - 2 = 33 \text{ mm}$$

stark zu machen.

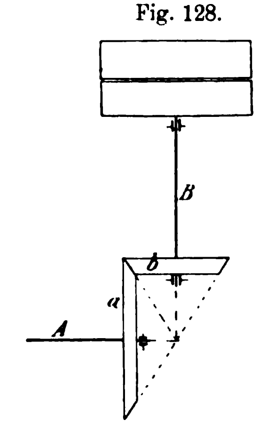
Die Zahnwurzel wird

$$0{,}4 \cdot 65 = 26 \text{ mm},$$

die Zahnkrone

$$0{,}3 \cdot 65 = 20 \text{ mm}.$$

Fig. 128.



3. In Fig. 128 bedeutet B die zum Betriebe eines Mahlganges dienende Spindel, welche von der wagrechten Triebwerkswelle A mittelst der Kegelräder a und b angetrieben wird. Die Umgangszahl von A beträgt 80, diejenige von B 120, die zu übertragende Arbeitsleistung 5 Pferdestärken.

Wählen wir für b 48 Zähne, so erhält a $48 \frac{120}{80} = 72$ Kämme. Nach dem auf S. 193 Gesagten ist hier $k = 2$ bis 3 zu nehmen, sodass mit dem ersteren Werth und mit $b = 2{,}5\, t$

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{2{,}5 \cdot 72 \cdot 2} \frac{5}{80}} = 4{,}3 \text{ cm}.$$

Hiermit der mittlere Durchmesser

$$D_a = \frac{43 \cdot 72}{\pi} = 986 \text{ mm},$$

$$b = 2{,}5 \cdot 43 = 108 \text{ mm}.$$

Der äussere, d. i. der eigentliche Theilkreisdurchmesser, ist (vergl. Beispiel 1)

$$D_a = 986 + 108 \cdot \sin \alpha,$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{3}{2},$$

$$D_a = 986 + 108 \cdot 0{,}83 = 1076.$$

Wir wählen endgiltig

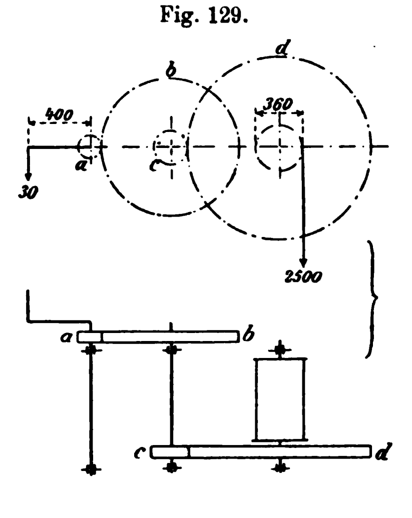
$$D_a = 1080 \text{ mm}, \qquad D_b = 1080 \cdot \frac{2}{3} = 720 \text{ mm},$$

$$t = \frac{1080 \cdot \pi}{72} = 47 \text{ mm},$$

$$b = 108.$$

4. Mit einer durch Fig. 129 bestimmten Kettenwinde ist eine Last von 2500 kg zu heben. An der 400 mm langen Handkurbel greifen zwei Arbeiter mit einer Kraftäusserung von 30 kg an. Der Trommeldurchmesser, gemessen von Mitte Kette bis Mitte Kette, beträgt 360 mm.

Fig. 129.



Wird für Ueberwindung der Widerstände beim Aufwinden der Kette für die Reibung in den Zähnen und in den Lagern 15 % Mehrarbeit gerechnet, so ergiebt sich das erforderliche Uebersetzungsverhältniss φ aus

$$30 \cdot 40 \cdot \varphi = 2500 \cdot 18 \cdot 1{,}15,$$

$$\varphi = \backsim 43.$$

Wir wählen $\varphi = 45$ und vertheilen so, dass

$$\frac{b}{a} = 9 \text{ und } \frac{d}{c} = 5.$$

Der kleinste Durchmesser des Rades a ist durch die Stärke der Welle derart bestimmt, dass die Fleischdicke zwischen Zahnwurzel und Lochwandung genügend gross ausfallen muss, um das Aufkeilen noch bewerkstelligen zu können. Im vorliegenden Falle wird dem genügt durch $\mathfrak{z}_a = 11$, sodass mit $b = 2\,t$ und $k = 18$ aus Gl. 237 folgt

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{2 \cdot 11 \cdot 18}} \cdot 30 \cdot 40 = 2{,}7 \text{ cm},$$

womit würde

$$D_a = \frac{11 \cdot 27}{\pi} = 94{,}5 \text{ mm}.$$

Wir wählen den abgerundeten Werth

$$D_a = 100 \text{ mm}.$$

Demnach

$$t = 28{,}6^{\text{ mm}},$$

$$P = \frac{30 \,.\, 40}{5} = 240^{\text{ kg}},$$

$$b = \frac{240}{2{,}86 \,.\, 18} = 4{,}7 = \backsim 50^{\text{ mm}},$$

$$D_b = 9 \,.\, 100 = 900^{\text{ mm}},$$

$$\mathfrak{z}_b = 9 \,.\, 11 = 99,$$

Armzahl $i = 4$.

Das Rad c erhalte 11 Zähne, also d 55 Zähne. Da sich die Ungleichförmigkeit des Druckes, wie sie bei der Kurbelwelle auftritt, hier weniger geltend macht, und die Höchstlast 2500 kg auch nur selten gehoben zu werden pflegt, so darf, ruhiges Wirken der Letzteren vorausgesetzt, $k = 21$ gewählt werden, woraus mit $b = 2\,t$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{2 \,.\, 55 \,.\, 21} \,.\, 1{,}075 \,.\, 2500 \,.\, 18}$$
$$= 5{,}1^{\text{ cm}},$$

sodass

$$D_d = \frac{5{,}1 \,.\, 55}{\pi} = 89{,}3^{\text{ cm}}$$

werden würde. Wir entscheiden uns für

$$D_d = 900^{\text{ mm}},$$

also

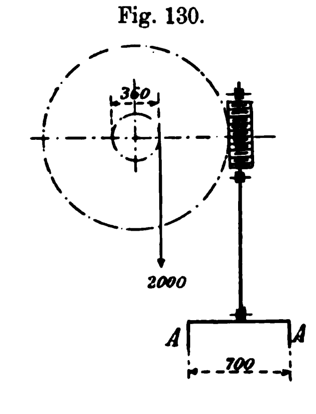
$$D_c = 180^{\text{ mm}},$$

$$t = \frac{\pi \,.\, 900}{55} = 51{,}4^{\text{ mm}},$$

$$b = 100^{\text{ mm}}.$$

5. Eine nach Fig. 130 für eine grösste Last von 2000 kg zu entwerfende Hebevorrichtung mit gusseisernem Schraubenrad und Schnecke erhält einen Trommeldurchmesser, gemessen von Mitte bis Mitte Kette, von 360 mm. An den Griffen $A\,A$ greift je eine Kraft von 20 kg an. Die Einrichtung soll die Eigenschaft der Selbsthemmung besitzen.

Fig. 130.



Die Gl. 244, 232, 243 und 245 geben, da hier $k = 18$ gesetzt werden darf

$$70 \,.\, 20 = 1{,}1\, P \,.\, r\, \frac{t + 2\,\pi\, r\, \mu}{2\,\pi\, r - t\,\mu}$$

$$P = 18 \,.\, 1{,}5\, t^2 = 27\, t^2,$$

$$\frac{t}{2\,\pi\, r} = \frac{1}{10},$$

woraus

$$70 \,.\, 20 = 1{,}1 \,.\, \frac{135}{\pi}\, \frac{1 + 10\,\mu}{10 - \mu}\, t^3.$$

Nach Einführung von $\mu = 0{,}15$

$$t = \backsim 50^{\text{ mm}}.$$

Da die Ganghöhe der Schnecke mit Rücksicht auf die Herstellung in englischem Masse zu nehmen ist, so wählen wir

$$t = 2'' \text{ engl.} = 50{,}8^{\text{mm}}.$$

Der Zahndruck darf dann betragen

$$P = 18 \,.\, 1{,}5 \,.\, 5^2 = 675^{\text{kg}}.$$

Wird der Widerstand beim Aufwickeln der Kette und die Reibung in den Lagern der Trommelwelle mit 5 % der Nutzleistung in Rechnung gebracht, so folgt die Zähnezahl $\mathfrak{z}$ des Schraubenrades aus den Gleichungen

$$675 \frac{D}{2} = 2000 \,.\, 18 \,.\, 1{,}05,$$

$$\pi D = \mathfrak{z}\, t = \mathfrak{z} \,.\, 5{,}08,$$

zu

$$\mathfrak{z} = \frac{2000 \,.\, 18 \,.\, 1{,}05}{675 \,.\, 5{,}08} 2\pi,$$

$$= \backsim 69.$$

Wir entscheiden uns für

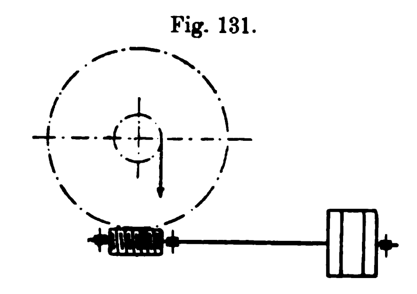
$$\mathfrak{z} = 70,$$

infolgedessen

$$D = \frac{70 \,.\, 5{,}08}{\pi} = 1132^{\text{mm}},$$

$$b = 1{,}5 \,.\, 50 = 75^{\text{mm}},$$

$$r = \frac{10\, t}{2\pi} = \frac{508}{2\pi} = 81^{\text{mm}}.$$


Fig. 131.

Wäre die Eigenschaft der Selbsthemmung nicht gefordert worden, so hätte der kleinste zulässige Werth von r aus Festigkeitsrücksichten bestimmt werden müssen.

Würde der Antrieb einer solchen Hebevorrichtung von dem Triebwerk aus erfolgen, Fig. 131, so liegt die Gefahr des Auffressens der Schraubenflächen und der Zahnflanken nahe, welches nach kurzer Zeit zu einem Bruche führen kann. Daher muss hier k nach Massgabe des 205 Bemerkten gewählt werden.

B. Kettenzahnräder.

Den wichtigsten und die Form dieser Räder beeinflussenden Bestandtheil einer derartigen Uebertragung bildet die Kette. Da nun dieselbe Kette sowohl zum Heben von Lasten als auch als Triebwerkskette Verwendung finden kann, so soll das Wesentliche über Kettenzahnräder bei Behandlung der Ketten unter Seile, Ketten und deren Zubehör angeführt werden.

C. Reibungsräder oder Reibungsscheiben.

Fig. 132.

Fig. 132 stellt den einfachsten Fall einer unmittelbaren Mitnahme durch Reibung dar. Für die mittelst eines solchen Scheibenpaares übertragbare Kraft P am Scheibenumfange gilt die Beziehung

$$P \leqq Q\,\mu, \qquad \ldots \ldots \quad 254$$

worin bedeutet

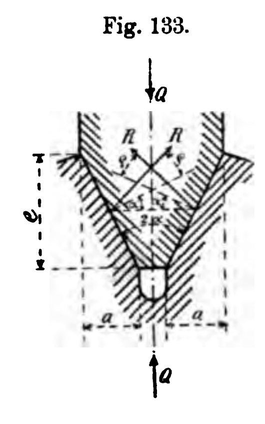
Q den Druck, mit welchem die beiden Scheiben gegeneinander gepresst werden,

μ den Reibungskoeffizienten.

Der insbesondere von dem Material und der Oberflächenbeschaffenheit abhängige Koeffizient μ ist immer ein ziemlich unsicherer Werth. Derselbe kann im Mittel gewählt werden bei

Gusseisen auf Gusseisen	.	0,1 bis 0,15
„ „ Papier	. .	0,15 „ 0,2
„ „ Leder	. .	0,2 „ 0,3
„ „ Holz	. . .	0,2 „ 0,5.

Fig. 133.



Ist die Berührungsfläche keilförmig, wie in Fig. 133 angenommen, so folgt mit $\mu = \operatorname{tg} \rho$

$$Q = 2\,R \sin\,(\alpha + \rho)\ ^{1)},$$

$$P = 2\,\mu\,R \cos \rho = 2\,R \sin \rho,$$

$$P = Q\,\frac{\sin \rho}{\sin\,(\alpha + \rho)} = Q\,\frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = Q\,\mu_1 \; . \; . \quad 255$$

$$Q = P\,\frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\mu} = \frac{P}{\mu_1} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 256$$

In der Regel wird bei Gusseisen auf Gusseisen $2\,\alpha = 30^0$ gewählt oder auch $\operatorname{tg} \alpha = {}^1/_4$, entsprechend α reichlich 14^0. Mit dem ersteren Werth folgt

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin 15^0 + \mu \cos 15^0} = \frac{\mu}{0{,}26 + 0{,}96\,\mu}$$

und, sofern $\mu = 0{,}1$ gesetzt wird,

$$\mu_1 = \frac{0{,}1}{0{,}26 + 0{,}96\,.\,0{,}1} = 0{,}28 \; \ldots \ldots \ldots \quad 257$$

---

[1]) Die noch zu findende Berechnung

$$Q = 2\,R \sin \alpha$$

vernachlässigt die infolge der natürlichen Elasticität des Materials beim Eindringen des keilförmigen Umfanges entstehende Reibung, liefert daher für Q einen zu geringen Werth. Dabei soll nicht unausgesprochen bleiben, dass die Gleichung $Q = 2\,R \sin\,(\alpha + \rho)$ dieser Reibung reichlich Rechnung trägt. Nach den Erfahrungen, welche mit Einrichtungen, die sich auf Reibung in Keilnuthen stützen, gemacht wurden, kann die Sicherheit der Rechnung, welche hierin liegt, kommen sein.

Die in der Fussbemerkung bezeichnete Rechnungsweise würde

$$\mu_1 = \frac{0,1}{0,26} = 0,39,$$

d. i. μ_1 rund 40 % grösser, also den erforderlichen Anpressungsdruck um einen entsprechenden Betrag kleiner ergeben haben.

Für die bezeichneten Verhältnisse findet sich hiernach der Anpressungsdruck

$$Q = \frac{P}{0,28} = \backsim 3,5\,P. \qquad 258$$

Solche Reibungsscheiben mit Keilnuthen werden kurzweg auch als Keilräder bezeichnet. Sie haben gegenüber den Reibungsrädern, welche sich mit ihren cylindrischen Mänteln berühren, wie Fig. 132, den Vortheil, dass der zur Uebertragung einer gewissen Kraft P nöthige Anpressungsdruck Q bei dem gleichen Material wesentlich kleiner ausfällt und zwar im Verhältniss von

$$\mu_1 : \mu = \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} : \mu = 1 : (\sin\alpha + \mu\cos\alpha) = 1 : 0,356,$$

sofern $\mu = 0,1$ und $\alpha = 15^0$.

Andererseits haftet ihnen der Nachtheil an, dass bei dem Betriebe nur in einem einzigen Punkte der gemeinschaftlichen Berührungslinie ein Rollen stattfinden kann; in allen übrigen hat ein Schleifen statt, welches zu entsprechender Abnützung und unter Umständen auch zu starker Erwärmung Anlass bietet und zwar um so mehr, je länger die Berührungslinie im Verhältniss zum Raddurchmesser ist. Daher soll die Strecke e, Fig. 133, möglichst gering gehalten werden, etwa nur 10 bis 12 mm. Infolge der Elasticität des Materials bildet die gemeinschaftliche Berührungslinie in Wirklichkeit eine Fläche, aber von sehr geringer Breite. Mit der Belastung $Q : 2\,a$ auf das Centimeter Länge derselben (s. Fig. 133), bezw. $Q : 2\,a\,\mathfrak{z}$, sofern die Uebertragung durch $\mathfrak{z}$ Keilrillen erfolgt, darf nicht über ein gewisses Mass gegangen werden, soll die Abnützung nicht zu bedeutend ausfallen und soll unzulässige Erwärmung vermieden werden. Ist k_0 diese höchstens für zulässig erachtete Belastung, so gilt

$$Q \leqq 2\,k_0\,a\,\mathfrak{z}. \qquad 259$$

Unter Berücksichtigung der Gl. 256 folgt hieraus

$$P \leqq 2\,k_0\,\mu_1\,a\,\mathfrak{z} \qquad 260$$

und mit

$\alpha = 15^0$ (Gusseisen auf Gusseisen), $\mu = 0,1$, folglich $\mu_1 = 0,28$,

$e = 1$ cm, sonach $a = 1 \,.\, \mathrm{tg}\,15^0 = 0,27$,

$$\left.\begin{array}{l} Q \leqq 0,54\,k_0\,\mathfrak{z} \\ P \leqq 0,15\,k_0\,\mathfrak{z} \end{array}\right\} \qquad 261$$

Für durchaus gutes Material und bei sorgfältigster Herstellung, die um so nöthiger wird, je grösser die Anzahl der Keilrillen ist (genaues Anliegen der Keilflächen aller Rillen), kann gesetzt werden

$$k_0 = 120 \text{ bis } 150 \text{ kg}.$$

Für $k_0 = 135$ wird

$$P \leqq 20\,\mathfrak{z}. \qquad 262$$

Mit $\mathfrak{z}$ geht man nicht gern über 5 bis 6 hinaus, ohne jedoch diese Zahlen als unüberschreitbare Grenze zu betrachten. Dass die zwei Räder eines Paares bei der Verschiebung gegeneinander immer parallel bleiben müssen, ist für die Güte des Betriebes ganz wesentlich.

Fig. 96, Taf. 8 zeigt ein derartiges Räderpaar, wie es seitens der Maschinenfabrik und Eisengiesserei von Rudolf Dinglinger in Cöthen für Aufzugs-Winden, welche einem dauernden, starken Gebrauch genügen sollen, zur Ausführung gebracht wird: Umgangszahl des kleinen Rades 240 bis 360; die im mittleren Umfange zu übertragende Kraft beziffert sich auf rund 100 ^{kg}, der Anpressungsdruck auf durchschnittlich 335 ^{kg}. Die Lebensdauer eines solchen Scheibenpaares ist nach den Mittheilungen der genannten Firma eine vergleichsweise bedeutende; bei ziemlich starkem Betriebe verstreichen etwa zwei Jahre, ehe die Räder zum Abdrehen nach der Fabrik zurückgehen müssen. Schon das ursprüngliche Abdrehen derselben erfolgt behufs genauer Herstellung je auf der eigenen Achse. Um den Parallelismus der Räder bei Verschiebung des einen zu sichern, werden die Lager des kleinen Rades in schlittenartigen Führungen geleitet. Die Erzeugung des erforderlichen Anpressungsdruckes, welcher für jede Winde besonders bestimmt wird, überlässt Dinglinger in zweckmässiger Weise nicht dem Ermessen des Windenführers, der in der Mehrzahl der Fälle die Räder viel zu stark gegen einander pressen würde, sondern führt ihn durch ein bestimmtes Gewicht herbei, dessen Wirkung mittelst eines Hebels oder einer Schraubenspindel aufgehoben wird. Bei genauer Ausführung der Räder und Parallelverschiebung der Achse genügt bereits eine Entfernung der Achsen um 1 bis 2 ^{mm} zur Ausrückung; weshalb auch die Bewegung des den Anpressungsdruck erzeugenden Gewichtes zu keinem Bedenken Veranlassung giebt.

Die Kosten derartig hergestellter Vorgelege mit Reibungsrädern sind namentlich auch der Führungen und Stellzeuge wegen ziemlich kostspielig; infolgedessen Dinglinger für Winden, an welche weniger starke Ansprüche hinsichtlich Leistung und Dauer gestellt werden, die Konstruktion Fig. 97, Taf. 8 zur Ausführung bringt. Wie ersichtlich, erfolgt die Bremsung durch einen Schuh, in den das getriebene Reibungsrad einfällt. Die grosse Tiefe der Keilnuthen, welche, wenn es sich lediglich um ein Reibungsrad handelte, als schlecht bezeichnet werden müsste, findet eine Begründung darin, dass das Rad gleichzeitig Bremsscheibe ist.

Fig. 98, Taf. 8 zeigt zwei Reibungsräder für sich schneidende Wellen nach Art der Kegelräder. Bei dem vorliegenden Beispiel rollt Eisen auf Papier, da die Masse $a\,a$ aus Papier besteht, das in Form von Scheiben über die Hülse b geschoben, festgepresst und abgedreht worden ist. Die Herstellung erfolgt ganz in der Weise wie die der Kalanderwalzen. Fig. 99, Taf. 8 stellt eine kegelförmige Reibungsscheibe dar, deren rollende Fläche aus Holz besteht.

Bei den soeben besprochenen Kegelrädern wird der Neigungswinkel der Reibfläche gegen die Achse durch das Uebersetzungsverhältniss bestimmt. Der Konstrukteur ist demnach nicht mehr in der Lage, einen ihm für die Uebertragung günstiger erscheinenden Winkel zu wählen. Um ohne Störung des Uebersetzungsverhältnisses zu einem günstigeren Winkel zu gelangen, versieht O. Zobel in Schmalkalden (D. R.-P. Nr. 41172 vom 2. April 1887) die Mantelflächen mit Stufen, wie Fig. 100, Taf. 8 erkennen lässt. Dieselbe stellt ein Wendegetriebe dar, wie es Zobel für Krahne mit Seilbetrieb anordnet; $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}25$. Die zu übertragende Kraft,

berechnet auf den Durchmesser D, sollte bei fortgesetztem starkem Betriebe 20 bis 30 kg nicht überschreiten; bei weniger hohen Ansprüchen in dieser Hinsicht erscheint eine Ueberschreitung dieser Zahlen um etwa ein Viertel zulässig.

Die Verwendung von Reibungsscheiben ermöglicht eine überaus einfache Lösung der Aufgabe, das Uebersetzungsverhältniss während des Ganges zu ändern. Fig. 101, Taf. 8 zeigt dieselbe. Es ist lediglich ein Verschieben der Scheibe b erforderlich. (Ueber die Lösung der gleichen Aufgabe s. auch S. 261 und 262.) Die Scheibe a pflegt ganz aus Gusseisen zu sein, während die Scheibe b kleine Holzsegmente, Fig. 102, Taf. 8, so eingesetzt enthält, dass möglichst die Hirnseite des Holzes zur Berührung gelangt. Da die Holzsegmente eine gewisse Stärke besitzen müssen, so ist eine rein rollende Bewegung nicht möglich; sie schleifen sich ab, ganz ähnlich, wie wir es bei den Keilrädern erkannten.

Die Kraft, welche die beiden Scheiben gegen einander presst, muss hinsichtlich ihrer Art (Gewicht, Feder) mit Rücksicht auf die Verhältnisse gewählt werden. Im Allgemeinen werden am Hebel wirkende Gewichte wegen der meist stattfindenden Erzitterungen nicht ohne Weiteres als räthlich erscheinen. Unter allen Umständen ist die Anordnung so zu treffen, dass beide Scheiben mit fortschreitender Abnützung sich einander nähern können.

Hinsichtlich der Verwendung der Reibungsräder, als Mittel der Arbeitsübertragung, ist auszusprechen, dass sie im Allgemeinen nur da Berechtigung haben, wo die Uebertragung durch Zahnräder, Riemen oder Seile nicht rationellerweise erfolgen kann, oder wo die Rücksicht auf die Leichtigkeit, mit welcher sofortiges Ein- und Ausrücken möglich ist, zur Wahl von Reibungsrädern veranlasst. Thatsächlich sind die Reibungsräder Reibungskupplungen. Da nun beim Einrücken infolge der Nothwendigkeit, Massen zu beschleunigen, Gleiten unvermeidlich ist — zu dem Zweck wählt man eben die Reibung als Mittel der Uebertragung —, so finden örtlich verschieden starke Abnützungen statt. Die überaus wichtige Vollkommenheit der Form der Berührungsflächen geht verloren, und zwar unter sonst gleichen Umständen um so mehr und um so rascher, je stärker der Anpressungsdruck und je häufiger das Einrücken geschieht. Hieraus erhellt, dass unter Verhältnissen, wie soeben bezeichnet, die Reibungsräder als recht unvollkommene Reibungskupplungen (vergl. diese) sich verhalten müssen.

D. Riemen- und Seilbetrieb.

I. Spannungsverhältnisse.

Fig. 134.

Der um die beiden Scheiben der Rollen geschlungene Faden muss sich mit einer gewissen Spannung gegen die Oberflächen derselben legen, damit die zur Uebertragung erforderliche Reibung entsteht. Zur Untersuchung dieser Verhältnisse bezeichne mit Rücksicht auf Fig. 134 und 135, worin $a\,d$ die treibende Scheibe oder Rolle sein möge, sodass $a\,d$ der **ziehende** und $c\,d$ der **gezogene** Faden ist,

S_1 die Spannung im ziehenden Faden,

S_2 die Spannung im gezogenen Faden,

S_0 die Spannung, mit welcher der Faden aufgelegt werden muss,

S die Spannung des Fadens an der beliebigen, durch den Centriwinkel φ bestimmten Stelle (Fig. 134),

μ den Reibungskoeffizienten für die Berührung zwischen Faden und Rollenoberfläche,

ω den kleineren der beiden Centriwinkel, welche den vom Faden umschlungenen Bögen entsprechen,

r den Halbmesser der Rollen im Allgemeinen,

r_1 denjenigen der treibenden Rolle,

r_2 denjenigen der getriebenen Rolle,

P die durch den Faden zu übertragende Umfangskraft $= S_1 - S_2$,

f den Querschnitt des Fadens,

v die Geschwindigkeit desselben,

q das Gewicht der Längeneinheit des Fadens mit dem Meter als Längeneinheit,

$q_1 = \frac{q}{f}$ das Gewicht je eines Meters Faden für das Quadratcentimeter Querschnitt,

σ_z die von S_1 unter Voraussetzung gleichmässiger Kraftvertheilung über den Querschnitt herrührende Normalspannung $\frac{S_1}{f}$,

k_z die zulässige Anstrengung des Fadenmaterials.

Fig. 135.

Fig. 136.

Unter der selbst angenähert nicht immer erfüllten und deshalb im Auge zu behaltenden Voraussetzung, dass dem Faden vollkommene Biegsamkeit eigen ist, ergiebt sich Folgendes.

Das unendlich kleine Fadenstück $r\,d\varphi$ (Fig. 134) ist bestrebt, mit

$$2\,S \sin \frac{d\varphi}{2} = \sim S\,d\varphi$$

gegen die Rolle zu drücken. Da die Masse dieses Elementes $r\,d\varphi\,\frac{q}{g}$ beträgt, so vermindert die Centrifugalkraft diesen Druck um $\frac{q}{g}\,r\,d\varphi\,\frac{v^2}{r}$. Demnach ist die Kraft, mit welcher sich dasselbe gegen die Rollenoberfläche legt,

$$S\,d\varphi - \frac{q}{g}\,v^2\,d\varphi = \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi$$

und die hierdurch entstehende Reibung

$$\mu \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi.$$

Streng genommen käme noch der Einfluss des Eigengewichts, sowie der Steifig- des Fadens hinzu. Von beiden soll jedoch abgesehen werden [1]).

Unter der Annahme, S_1 sei so gross, dass jede Vermehrung zum Gleiten führen le, muss sein

$$dS = \left(S - q\frac{v^2}{g}\right)\mu\, d\varphi,$$

$$\mu\, d\varphi = \frac{dS}{S - q\frac{v^2}{g}},$$

$$\mu\,\omega = ln\,\frac{S_1 - q\frac{v^2}{g}}{S_2 - q\frac{v^2}{g}},$$

$$S_1 - q\frac{v^2}{g} = \left(S_2 - q\frac{v^2}{g}\right)e^{\mu\omega} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 263$$

$$S_1 - S_2 = P$$

$$S_1 - q\frac{v^2}{g} = \left(S_1 - P - q\frac{v^2}{g}\right)e^{\mu\omega},$$

$$\left(S_1 - q\frac{v^2}{g}\right)\left(1 - e^{\mu\omega}\right) = -P e^{\mu\omega},$$

$$S_1 - q\frac{v^2}{g} = P\frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega} - 1}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 264$$

$$S_1 = P\frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega} - 1} + q\frac{v^2}{g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 265$$

nach Einführung von Gl. 264 in Gl. 263

$$S_2 = P\frac{1}{e^{\mu\omega} - 1} + q\frac{v^2}{g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 266$$

Gl. 264 folgt

$$P = \left(S_1 - q\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 267$$

durch Einführung von

$$q = q_1 f, \qquad S_1 = \sigma_z f,$$

$$P = \left(\sigma_z - q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} f, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 268$$

us mit

$$\left(\sigma_z - q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} = k \quad \ldots\ldots\ldots \quad 269$$

eht

$$P = k f \quad \ldots\ldots\ldots \quad 270$$

[1]) Die rechnerische Rücksichtnahme auf den vermutheten Einfluss des Atmosphärendruckes Verfasser für höchst gewagt. Vergl. dessen Aufsatz: „Einige Bemerkungen zur neuen Riemen- hnung“ in der Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1879, Nr. 15, 16 und 17, l u. f.

Hiernach ist die übertragbare Kraft P proportional dem Fadenquerschnitt und dem durch Gl. 269 bestimmten Koeffizienten k.

Zur Uebertragung von P bedarf es der nach den Gl. 265 und 266 zu berechnenden Spannungen S_1 und S_2 im ziehenden, bezw. im gezogenen Faden. Dieselben lassen sich auf verschiedene Weise erzeugen:

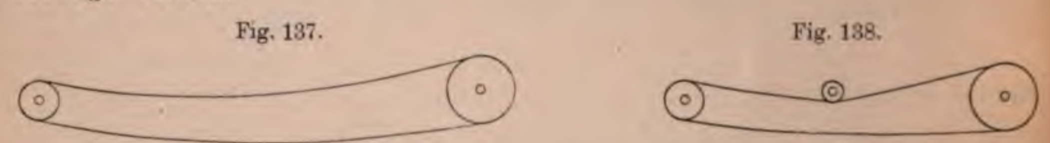
a) das Eigengewicht des nach einer Kettenlinie durchhängenden Fadens ruft die erforderlichen Spannungen wach, Fig. 137;

b) der Faden wird beim Aufbringen auf die beiden Treibrollen so stark gedehnt, dass die infolge seiner natürlichen Elasticität hierdurch wachgerufenen Spannungen zur Uebertragung von P genügen;

c) der Faden wird durch eine Spannrolle, welche sich gegen ihn legt, wie die Fig. 138 andeutet, gespannt;

d) auf die beiden Scheiben wirken Kräfte, welche dieselben von einander zu entfernen streben, wodurch die nöthigen Spannungen im Faden erzeugt werden.

Fig. 137. Fig. 138.



Im Interesse der Einfachheit des Betriebes werden Spannrollen und unter d fallende Vorrichtungen nur da angeordnet, wo sie nicht zu vermeiden sind oder wo sie insonderheit dem Zwecke des Aus- und Einrückens dienen sollen. Betrieb nach c oder d ist deshalb als Ausnahme anzusehen, sodass als normale Anordnungen nur die unter a und b aufgeführten bleiben.

Im Laufe der Zeit wird unvermeidlich ein Theil der elastischen Dehnung zur bleibenden, und zwar ein um so grösserer, je stärker die Anstrengung des Materials war. Der Faden wird also, verglichen mit dem ursprünglichen, spannungslosen Zustand, länger, die nach b wachgerufenen Spannungen werden in demselben Verhältniss kleiner und unter Umständen bald so klein, dass die Rolle unter dem Faden weggleitet, dass also die Spannung des Letzteren nicht mehr zur Uebertragung von P genügt. Die Beseitigung des nachtheiligen Einflusses dieser Längenänderung erfordert Nachspannen des Fadens, d. h. Trennen, Verkürzen und Wiederverbinden desselben.

Beim Betriebe nach a bewirkt eine Vermehrung der Fadenlänge eine Vergrösserung der Pfeilhöhe der Kettenlinie, also eine Verminderung der Spannung. Je grösser diese Pfeilhöhe im Verhältniss zur Fadenlänge, um so geringer erweist sich der Einfluss einer Aenderung der Letzteren.

Hieraus schliessen wir Folgendes:

1. Für den Betrieb nach a: Der Achsenabstand der beiden Rollen muss so gross sein, dass die Pfeilhöhe mit Rücksicht auf das Erörterte hinreichend gross ausfällt.

2. Für den Betrieb nach b: Der Faden muss aus einem Material bestehen, welches genügend und dauernd elastisch ist. Das Letztere trifft meistens nur dann zu, wenn die Inanspruchnahme verhältnissmässig gering ist. Die federnde Dehnung bei der zulässigen Anstrengung, d. h. das Produkt aus zulässiger Anstrengung und Dehnungskoeffizient giebt ein Mass der Verwendbarkeit von diesem Gesichtspunkt aus. Stoffe,

welche zu Längenänderungen geneigt sind, wenn sich der Zustand der Atmosphäre, die den Faden umgiebt, ändert, wie dies z. B. Leder, Hanf u. s. w. thun, sobald sie Feuchtigkeit in sich aufnehmen oder abgeben, sind dann nicht am Platze, wenn derartige Einflüsse sich betriebsstörend geltend machen können.

3. Ein Betrieb nach a, bei dem — abgesehen von den unmittelbar die Rollen berührenden Theilen — der Faden senkrecht oder nahezu senkrecht liegt, ist ohne Zwischenrolle nicht möglich, wohl aber ein Betrieb nach b.

In Wirklichkeit kommt der Betrieb nach b rein nur vor bei senkrecht laufendem Faden, in allen anderen Fällen erscheint er in Verbindung mit dem Falle a, und zwar um so mehr, je grösser die Achsenentfernung der Rollen ist.

Wird die Kettenlinie, welche der Faden unter Einfluss des Eigengewichts bildet, auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem bezogen, für welches die X-Achse Leitlinie (Directrix) und die Y-Achse Symmetrielinie ist und bedeuten mit Rücksicht auf Fig. 139

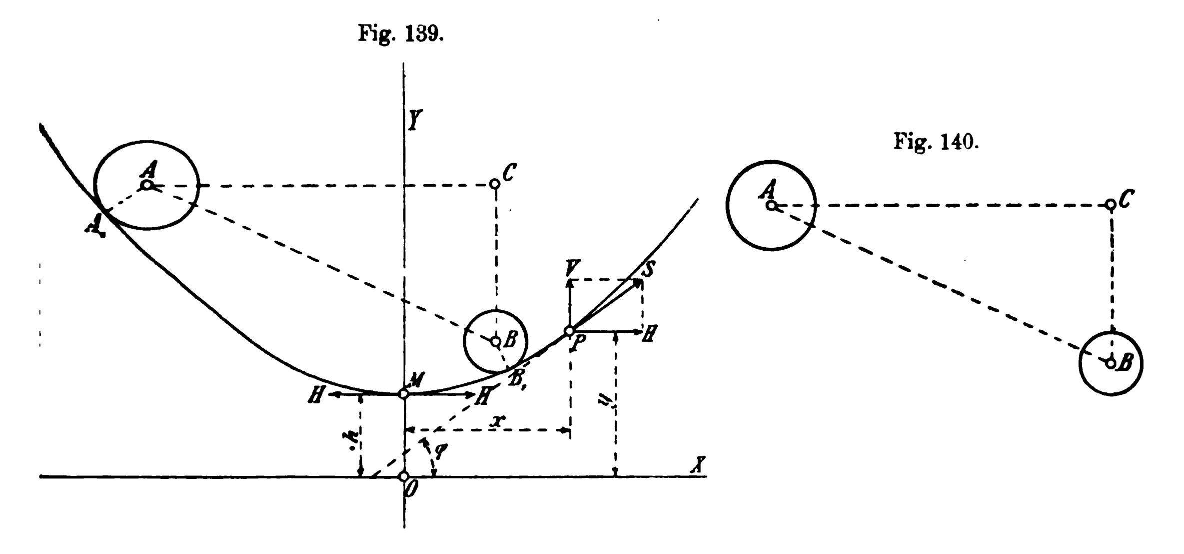


Fig. 139.

Fig. 140.

$x\,y$ die Koordinaten des beliebigen Punktes P der Kettenlinie,

$\widehat{MP} = s$ die Länge des Kettenlinienbogens MP,

H die wagrechte Seilspannung im Scheitel M,

S die Seilspannung im Punkte P,

$V = q\,s$ das Gewicht des Seilstückes $\widehat{MP}$,

$OM = h$ den Parameter der Kettenlinie,

so gilt bekanntlich

$$H = h\,q, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 271$$

$$S = y\,q, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 272$$

d. h. die Spannung in einem beliebigen Punkt P ist gleich dem Gewicht eines Seilstückes, dessen Länge ebenso gross ist wie der Abstand dieses Punktes von der Leitlinie.

$$y = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}}\right) \quad \text{oder} \quad x = h\,ln\left[\frac{s}{h} + \sqrt{1 + \left(\frac{s}{h}\right)^2}\right] \quad . \; . \quad 273$$

$$s = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}}\right) \quad \ldots \quad 274$$

$$y^2 = h^2 + s^2 \quad \ldots \quad 275$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dy}{dx} = \frac{s}{h} = \frac{1}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}}\right) = \sqrt{\left(\frac{y}{h}\right)^2 - 1} \quad \ldots \quad 276$$

Bei der Anordnung eines Fadenbetriebes kann nun in folgender Weise vorgegangen werden.

Die Grösse die resultirenden Spannung S des Fadens (Gl. 272) weicht selbst bei dem schiefen Betrieb (Fig. 139) in der Regel nicht bedeutend ab von ihrer durch Gl. 271 bestimmten wagrechten Komponente H. Infolgedessen kann die Letztere als Fadenspannung genommen werden, d. h. für den ziehenden Faden darf mit Rücksicht auf die Gl. 271

$$S_1 = H_1 = h_1\, q$$

und für den gezogenen

$$S_2 = H_2 = h_2\, q$$

gesetzt werden. Hierin sind S_1 und S_2 durch die Gl. 265 und 266 gegeben. Damit folgt dann

$$h_1 = \frac{S_1}{q} \quad \text{und} \quad h_2 = \frac{S_2}{q}, \quad \ldots \quad 277$$

wodurch die Parameter der Kettenlinien und infolgedessen diese selbst für den ziehenden und den gezogenen Faden bestimmt sind. Zunächst werde nun die eine, etwa die Erstere, aufgezeichnet und sodann die Fig. 139 hergestellt, in welcher $\overline{BC}$ den Höhenunterschied der beiden Rollenachsen und $\overline{AC}$ die wagrechte Entfernung derselben bedeutet, sodass also $\overline{AB}$ die Centrale ist. Die Fig. 140 wird nun auf der gezeichneten Kettenlinie so aufgestellt, dass diese die beiden Rollen berührt und AC wagrecht, d. h. parallel zur Leitlinie der Kettenlinie liegt.

Jetzt wird die zweite Kettenlinie (des gezogenen Fadens) gezeichnet und dann so gelegt, dass sie die beiden Rollen auf der anderen Seite berührt und dass ihre Leitlinie wagrecht liegt. Damit ist der Betrieb festgestellt.

Massgebend hinsichtlich der Wahl der Seite, auf welche der ziehende oder der gezogene Faden zu liegen kommt, können zunächst örtliche Verhältnisse sein (der Faden muss frei hängen), dann das Bestreben, den durch Gl. 269 bestimmten Koeffizienten k möglichst gross zu erhalten, was eintritt, wenn der ziehende Faden sich unten befindet, weil ω hierbei grösser ausfällt als bei umgekehrter Anordnung.

Zur Aufzeichnung der Kettenlinie kann die Gl. 273 unmittelbar benützt werden, indem man zu angenommenen Werthen von x die zugehörigen Grössen von y berechnet, oder es können Tabellen verwendet werden, welche die Grösse von $e^{\frac{x}{h}}$ und $e^{-\frac{x}{h}}$ für verschiedene Werthe von $\frac{x}{h}$ enthalten.

Ist der Höhenunterschied $\overline{CB}$ der beiden Rollenachsen A und B nicht sehr gross, verglichen mit $\overline{AC}$, so darf mit genügender Genauigkeit an Stelle der Kettenlinie die gemeine Parabel gesetzt werden. Dieselbe ergiebt sich bekanntlich als

linie **unter** der Voraussetzung, dass das Gewicht der Längeneinheit der **Horialprojektion** der Seillinie gleich einem unveränderlichen Werth, hier q, ist. **Nach Fig.** 141 gilt

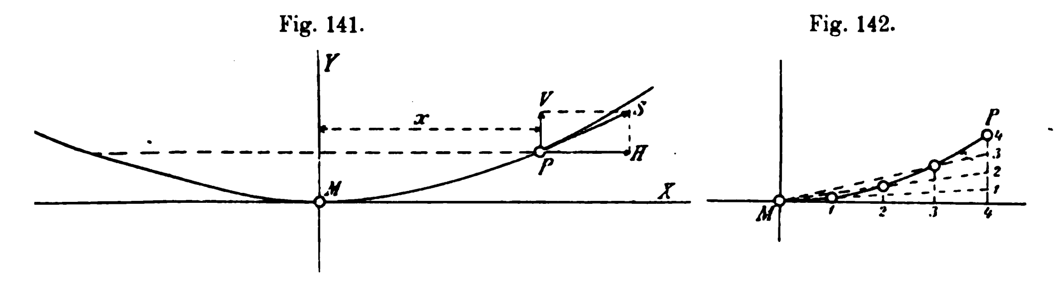
$$\frac{dy}{dx} = \frac{q\,x}{H},$$

$$y = \frac{q\,x^2}{2\,H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 278$$

$$q = q_1\,f \quad \text{und} \quad S_1 = H = \sigma_z\,f$$

$$y = \frac{q_1}{2\,\sigma_z}\,x^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 279$$

Fig. 141. Fig. 142.



Hieraus folgt, dass die Pfeilhöhe wächst mit dem Quadrate der Spannweite, dass mit der ersten Potenz von q_1 zu- und mit der ersten Potenz von σ_z abnimmt. Aufzeichnung der Parabel lässt sich leicht ausführen, Fig. 142, wenn man ausser n Scheitel M noch einen Punkt P hat, der sich nach Gl. 278 oder 279 behnen lässt.

Umgekehrt kann aus den Gl. 278 und 279 die Spannung H, bezw. die Inanuchnahme σ_z ermittelt werden, wenn die Seillinie gegeben ist.

Die Länge des Parabelbogens $\widehat{MP} = s$ lässt sich genügend genau durch die eichung

$$s = x\left(1 + \frac{2}{3}\,\frac{y^2}{x^2}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 280$$

rechnen.

Zur Ermittlung der Spannung S_0, mit welcher der Faden aufgelegt werden uss, setzen wir

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 281$$

Streng genommen ist diese Beziehung nur für solche Betriebe zulässig, bei enen der Faden gar nicht oder nur wenig durchhängt. Trotzdem wollen wir diese eziehung zunächst allgemein beibehalten, vorbehaltlich einer Berichtigung, welche ich nur in einem Falle, beim Drahtseilbetrieb, nöthig erweist. Dort wird an einem eispiele gezeigt werden, in welcher Weise hierbei vorzugehen ist.

Aus Gl. 281 wird mit Rücksicht auf die Gl. 265 und 266

$$S_0 = \frac{P}{2}\,\frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega} - 1} + q\,\frac{v^2}{g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 282$$

Hiernach lässt sich die Kraft, welche der gespannte Faden auf die Welle ab setzt und der dadurch hervorgerufene Reibungswiderstand in den Lagern beurtheilen. Dabei ist im Auge zu behalten, dass das Glied $q\frac{v^2}{g}$ während des Betriebes verschwindet, da die Centrifugalkraft auf eine Loslösung des Fadens hinwirkt. In Richtung der Centralen ist die Stärke dieser Thätigkeit $\omega = \pi$ vorausgesetzt,

$$\frac{\pi r q}{g}\frac{v^2}{r}\frac{2}{\pi} = 2q\frac{v^2}{g}.$$

Das giebt für jeden der beiden Faden

$$q\frac{v^2}{g}.$$

Folglich beträgt während des Betriebes der Achsdruck

$$2 S_0' = P\frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}-1}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 283$$

wobei vorausgesetzt wird, dass die Richtungen der beiden Faden nur wenig von einander abweichen.

Die durch einen gegebenen Faden übertragbare Arbeit

$$P v = \left(\sigma_z - q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}} f v$$

erlangt für die aus der Gleichung

$$\frac{d\left(\sigma_z - q_1\frac{v^2}{g}\right)v}{dv} = 0 = \sigma_z - 3\frac{v^2}{g}q_1$$

zu bestimmende Geschwindigkeit v' einen Grösstwerth und zwar ist

$$v' = \sqrt{\frac{\sigma_z g}{3 q_1}}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 284$$

$$max\,(P v) = \frac{2}{3}\sigma_z\frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}} f \sqrt{\frac{\sigma_z g}{3 q_1}} \quad \ldots\ldots \quad 285$$

Hieraus erhellt, dass die Beanspruchung des Fadenmaterials durch S_1 bei der grössten Arbeitsleistung zu einem Drittel von der Centrifugalkraft herrührt.

II. Gleiten des Fadens auf den Rollen und der hiermit verknüpfte Geschwindigkeitsverlust.

In Fig. 135, S. 230 sei A die treibende und B die getriebene Rolle. Im ziehenden Fadentheil $a\,b$ herrscht die Spannung S_1, welche auf den Halbmessern $A\,a_1$ und $B\,b_1$ von a, bezw. b aus aufgetragen wird, sodass $\overline{a\,a_1} = \overline{b\,b_1} = S_1$. Von b nach c hin nimmt die Spannung im Faden nach Massgabe der Reibung, welche zwischen demselben und der Rollenoberfläche vorhanden ist, so lange ab, bis sie gleich S_2 geworden ist. Das erfolge in e. Dementsprechend stelle $\overline{e\,e_1}$ die Grösse von S_2 dar. Die Kurve $b_1\,e_1$ giebt zusammengehalten mit dem Rollenbogen $\widehat{b\,e}$ das Gesetz, nach dem der Uebergang von S_1 in S_2 erfolgt. Von e bis d herrscht die Spannung S_2. Von d an wächst sie, bis ihre Grösse etwa in f gleich $S_1 = \overline{f\,f_1} = \overline{a\,a_1}$ geworden ist. Die Kurve $d_1\,f_1$ zeigt das Gesetz des Ueberganges der Spannung S_2

n S_1. Von f bis b herrscht demnach die Spannung S_1. Würde die erzeugbare Reibung zur Uebertragung des Widerstandes am Umfange der getriebenen Scheibe B gerade genügen, so müsste e mit c zusammenfallen, ebenso müsste, falls ein Gleiches bezüglich der Rolle A statt hätte, f nach a zu liegen kommen. Im Allgemeinen wird das nicht der Fall sein.

Infolge der Elasticität des Fadenmaterials, dem der Dehnungskoeffizient α zukomme, erfährt

das Stück $f\,a\,b$ auf die Längeneinheit die Dehnung $\varepsilon_1 = \frac{S_1}{f}\,\alpha$,

„ „ $e\,c\,d$ „ „ „ „ „ $\varepsilon_2 = \frac{S_2}{f}\,\alpha$.

Wegen $S_1 > S_2$ ist $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$. Demzufolge muss ein beliebiges Fadenstück von der ursprünglichen Länge 1 (im nicht gespannten Zustande) auf seinem Wege von e nach b sich verlängern, entsprechend der Differenz $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Eine solche Verlängerung kann aufgefasst werden als ein Vorauseilen des Fadens gegen die getriebene Rolle, als ein Gleiten desselben gegenüber der Letzteren im Sinne der Bewegung.

Ebenso muss bei der Bewegung des betrachteten Fadenstückes von f nach d eine Verkürzung desselben, entsprechend $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$, also ein Nachbleiben des Fadens, ein Gleiten desselben gegenüber der treibenden Rolle, entgegengesetzt der Bewegung derselben, eintreten.

Es bezeichne nun v_1 die Geschwindigkeit der treibenden, v_2 diejenige der getriebenen Rolle. Zunächst ist klar, dass der ins Auge gefasste Fadentheil beim Durchlaufen des Bogens $a\,f$, bezw. $c\,e$ dieselbe Geschwindigkeit haben muss, wie die betreffende Rolle, da hier ein Gleiten nicht statt hat. Im ersten Falle besitzt derselbe die Länge $1 + \varepsilon_1$, im zweiten $1 + \varepsilon_2$, folglich

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}$$

$$\psi = \frac{v_1 - v_2}{v_2} = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_2} \sim \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{S_1 - S_2}{f}\,\alpha = \frac{P}{f}\,\alpha,$$

$$\psi = \alpha\,k \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 286$$

d. h. der verhältnissmässige Verlust an Geschwindigkeit, welcher durch das theilweise Gleiten des Fadens (Klettern desselben auf der getriebenen Rolle im Sinne der Bewegung, auf der treibenden Rolle im entgegengesetzten Sinne) infolge der Elasticität des Fadenmaterials eintritt, ist gleich dem Produkt aus dem Dehnungskoeffizienten und der **zulässigen Belastung** k (Gl. 269).

Je stärker diese Belastung, um so grösser ergiebt sich unter sonst gleichen Verhältnissen ψ; dabei ist jedoch zu beachten, dass die Elasticität, gemessen durch α, bei den zur Verwendung gelangenden Stoffen (Riemen, Seile) mit wachsender Spannung abnimmt (vergl. S. 70 u. f.).

Eine strenge Beurtheilung von ψ hat im Auge zu behalten, dass zur Ausbildung der Dehnungen Zeit gehört, und dass das namentlich für diejenigen Stoffe, aus denen der Faden bei Betrieben nach b (S. 232) hergestellt wird, zutrifft (vergl. S. 5). Je langsamer der Betrieb, um so grösser — bis zu einer gewissen Grenze hin — wird, sonst gleiche Verhältnisse vorausgesetzt, α sein, und umgekehrt.

Gleiten des Fadens, eine Folge der natürlichen Elasticität des Materials und

deshalb unvermeidlich, tritt übrigens auch ein, wenn die zu übertragende Kraf ändert.

Die vorstehende Ermittlung von ψ setzt den Faden als unendlich dünn aus. Wird auf dessen Stärke, entsprechend den thatsächlichen Verhältnissen, l sicht genommen, so ergiebt sich die Nothwendigkeit einer Berichtigung dessen, die Gl. 286 liefert.

In Fig. 136, S. 230 sei die Fadenstärke in übertriebenem Masse eingetrager zum Zwecke der Anschaulichkeit der Faden als Riemen gedacht, dessen Querschni Rechteck ist. Im Betriebe wird die treibende Scheibe A mit ihrem Umfange tang auf die innere Fläche des Riemens mit Kräften wirken, wie durch die Pfeile deutet. In ganz entsprechender Weise äussert sich die Wirksamkeit der getriel Scheibe B auf die Riemeninnenfläche. Die Folge dieses in Bezug auf die Rie mittelebene $a_0\, b_0\, c_0\, d_0$ einseitigen Kraftangriffs ist eine weit grössere Dehnung inneren, mit der Scheibe in Berührung kommenden Fasern des ziehenden Rie theiles — jedenfalls in der Nähe der Stellen a und b —, als wie sie sich aus

$$\varepsilon_1 = \alpha\, \sigma_1 = \alpha \frac{S_1}{f},$$

d. h. auf Grund gleichmässiger Vertheilung der Spannung über den Riemen schnitt f ergiebt. Ebenso findet sich für den gezogenen Riementheil eine entsprec geringere Dehnung ε_2 der innersten Riemenfasern, sodass demnach zu setzen ist

$$\psi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \varphi \frac{S_1 - S_2}{f} \alpha = \alpha\, \varphi \frac{P}{f} = \alpha\, \varphi\, k, \quad . \quad . \quad .$$

worin φ eine Zahl, grösser als 1, ist. Ihre rechnungsmässige Feststellung bege namentlich auch wegen der Einfluss nehmenden dynamischen Verhältnisse der gabe, sehr erheblichen Schwierigkeiten. Für Leder tritt die weitere Schwieri hinzu, dass die Fasern der Fleischseite eine andere Elasticität besitzen, als dieje der Haarseite. Der Berichtigungskoeffizient φ der Gl. 287 ist deshalb aus Vers mit Riemenbetrieben festzustellen. Dabei kann alsdann auch der Umstand be sichtigt werden, dass α für die in Betracht kommenden Materialien veränderlic derart, dass der Kraft S_2 ein grösserer Dehnungskoeffizient entspricht, als Kraft S_1.

Im Falle der Verwendung von Seilen in keilförmigen Rillen liegen die Ang punkte der Reibungskräfte in radialer Richtung nicht mehr um die halbe Seils von der Seilachse ab, sie nähern sich vielmehr dieser in Richtung des Rollen messers; infolgedessen auch die oben erörterte Wirkung des einseitigen Kraftan geringer ausfallen muss.

Das Uebersetzungsverhältniss ergiebt sich mit

r_1 als Halbmesser der treibenden Scheibe,
r_2 „ „ „ getriebenen „

zu

$$\frac{r_1 + 0{,}5\, s}{r_2 + 0{,}5\, s}(1 - \psi),$$

sofern die resultirende Kraft in den beiden für r_1 und r_2 in Betracht kommenden F querschnitten durch die Schwerpunkte der Letzteren geht, d. h. um $\frac{1}{2}\, s$ vom Sche umfange absteht. Nach der eben gegebenen Darlegung wird das allerdings zutreffen; vielmehr wird bei dem ziehenden Riementheil die resultirende Kraft

Scheibenumfange näher liegen, bei dem gezogenen dagegen etwas entfernter, sodass das Uebersetzungsverhältniss in Wirklichkeit etwas kleiner ausfällt, als der obige Ausdruck angiebt; eine einigermassen sichere rechnungsmässige Ermittlung dieser Abweichungen ist z. Z. nicht möglich. Unter diesen Umständen setzen wir schätzungsweise für das thatsächliche Uebersetzungsverhältniss

$$\frac{r_1 + {}^1/_3\, s}{r_2 + {}^2/_3\, s}(1 - \psi) = \frac{3\, r_1 + s}{3\, r_2 + 2\, s}(1 - \psi) \quad . \; . \; . \; . \quad 288$$

Die Berücksichtigung der Stärke s, wie in Gl. 288, ist übrigens nur nöthig, wenn die eine Scheibe verhältnissmässig klein erscheint. In den weitaus meisten Fällen kann s in Gl. 288 gleich Null gesetzt werden.

III. Der Riemenbetrieb.

Bildet der Faden, welcher um die Rollen geschlungen wird, ein Band, dessen Material elastisch genug ist, um einen Betrieb nach b (Seite 232) zu gestatten (s. Punkt 2, S. 232), so wird der Faden Riemen und die Rollen werden Riemenscheiben genannt.

Die Elasticität des Riemenmaterials, sowie die Verwendung und Behandlung der Riemen derart, dass die Elasticität derselben möglichst erhalten bleibt, bilden den Kernpunkt des Riemenbetriebes.

I. Die Riemen.

Das Riemenmaterial ist in der Regel Leder und zwar Rindsleder von möglichst gleichartiger Beschaffenheit. Diese Eigenschaft pflegen nur die Stier- und Ochsenhäute zu besitzen. Kuhleder eignet sich seiner Ungleichförmigkeit wegen nicht für Treibriemen.

Die gewöhnliche Riemenstärke beträgt gegen 5 mm, sie steigt für Leder aus besonders auszuwählenden Häuten bis 8 mm und sinkt bei Riemen für untergeordnete Zwecke bis auf etwa 3,5 mm herab. Genügt die Stärke der einfachen Haut nicht, so wird das Leder doppelt, seltener dreifach verwendet. Wallrossleder, welches nur selten zur Benützung gelangen wird, zeigt Stärken bis 20 mm u. s. w.

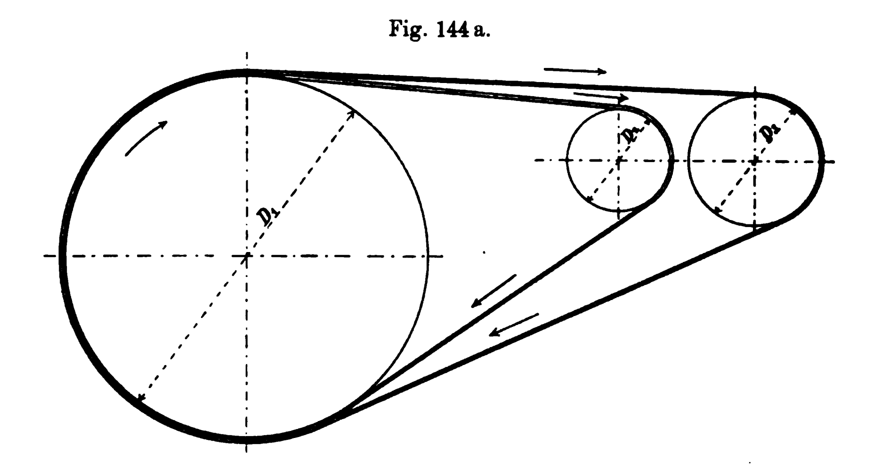
Die grösste Riemenbreite hängt ab von der Grösse und der Beschaffenheit der Häute, aus welchen der Riemen geschnitten wird. Das für Treibriemen verwendbare Stück (faltiges Leder darf nicht hineinkommen) besitzt bei guten und grossen Häuten bis etwa 1200 mm Breite, sodass diese Abmessung als grösste Riemenbreite erscheint, abgesehen von der Möglichkeit, doppelte Riemen von grösserer Breite durch Nebeneinandersetzen einzelner Riemen herzustellen. Es empfiehlt sich jedoch nicht, mit der Breite bis 1200 mm zu gehen, wie das Folgende zeigt. Der mittlere, den Rücken in sich enthaltende Rückenhauttheil ist weniger nachgiebig als der nach den Seiten gelegene. Würde man nun einen einfachen 1200 mm breiten Riemen verwenden, so kann von einer auch nur angenähert gleichmässigen Vertheilung der Spannungen über den Riemenquerschnitt nicht die Rede sein. Mit Rücksicht hierauf sollen einfache Riemen nicht breiter als etwa 500 bis höchstens 600 mm gewählt werden. Bei Doppelriemen reicht die Grenze bis 1200 mm, weil die Lederstücke so auf einander gelegt werden können, dass immer die nachgiebigere Seite des einen über die weniger

nachgiebige des andern zu liegen kommt, sodass eine gewisse Ergänzung und Ausgleichung stattfindet, Fig. 143. Im Allgemeinen sind einfache Riemen den Doppelriemen vorzuziehen. Doch ist auch bei Doppelriemen räthlich, mit der Breite nicht ohne durchschlagende Veranlassung über 600 mm hinauszugehen und erforderlichenfalles lieber zwei oder mehrere Riemen neben einander anzuordnen[1]). Zu beachten ist noch, dass der Preis der Gewichtseinheit Riemen von gewissen Abmessungen an mit der Stärke und der Breite wächst.

Fig. 143. Fig. 144.

Man legt wohl auch zwei Riemen über einander auf eine Scheibe und treibt mit ihnen von dieser aus zwei Scheiben an, wie dies Fig. 144a erkennen lässt. Es

Fig. 144 a.



scheint, dass mit derartigen Anordnungen ganz befriedigende Erfahrungen gemacht worden sind[2]).

Durch Aufnähen zweier seitlichen Beläge, Fig. 144, sucht man das Schwanken und Schlagen **breiter** Riemen zu vermindern. Dieselben verstärken die nachgiebigeren Seiten und bewirken namentlich bei vorhandener Scheibenwölbung eine gleichmässigere Vertheilung der Spannung über den gesammten Querschnitt. Die Breite solcher Kantenstücke liegt zwischen 60 und 120 mm.

Riemen, deren Breite nicht gering ist und von denen Geradlaufen verlangt wird,

[1]) Auf der Ausstellung in Chicago 1893 fanden sich mehrfach Lederriemen von ausserordentlich grossen Abmessungen; beispielsweise ein solcher von rund 62 m Länge, 2590 mm Breite und etwa 18 mm Stärke (dreifach), zu dessen Herstellung nach Angabe der ausstellenden Firma 569 Häute verwendet worden sein sollen. Die Verbindungen waren durch Leimen erzielt.

[2]) Vergl. z. B. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 572, in welcher über einen Fall berichtet wird, bei dem $D_1 = 7300$ mm (Schwungrad, $n = 48$), $D_2 = 2000$ mm, $D_3 = 2600$ mm. Breite des inneren Riemens 970 mm, des äusseren 914 mm. Die Achsenentfernungen sind zu 8,3 und 10 m angegeben, worin insofern ein Fehler liegen muss, als $\frac{D_2}{2} + \frac{D_3}{2} = 1000 + 1300 = 2300$ ist, während der Unterschied der Achsenentfernungen nur 1700 sein würde.

Auf der Ausstellung in Chicago 1893 übertrug die als 2000pferdig bezeichnete Dampfmaschine von E. P. Allis Co. (Milwaukee) ihre Leistung durch zwei dreifache, übereinanderliegende Riemen von 1830 mm Breite, 16 mm Stärke; $D_1 = 9140$ mm (Schwungrad, $n = 60$), $D_2 = D_3 = 2740$ mm.

ind aus dem Rückentheil der Haut zu entnehmen, derart, dass die Mittellinie des liemens derjenigen des Rückens entspricht. Aus den Flanken geschnittene Riemen rümmen sich beim Strecken.

Die Länge der einzelnen Stücke eines breiten Riemens beträgt bis etwa 1500 mm faltiges Leder darf höchstens in die Verbindungsstelle kommen). Auf die Länge ler Verbindungsstellen entfallen für breite Riemen je nach der Beschaffenheit der u verbindenden Enden gegen 200 bis 400 mm, sodass jedes Stück eine Baulänge on 1100 bis 1300 mm liefert.

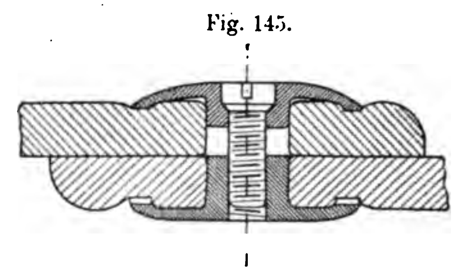
Die Verbindung selbst erfolgt der Breite und bei Doppelriemen auch der Länge ach in der Regel durch fettgare Nähriemen. Hierbei stehen die in ungefähr 50 mm Entfernung von einander befindlichen Näthe um etwa 20 mm von den Kanten ab. Damit lie Nähriemen auf derjenigen Seite des Riemens, mit welcher dieser auf der Scheibe läuft, möglichst in dem Leder versenkt liegen, muss das Durchstechen des Letzteren on dieser Seite aus erfolgen. Durch Einrollen mittelst Walzen wird dann die Versenkung nahezu vollständig erzielt.

Der Zusammenhang der einzelnen Riementheile kann auch durch Leimen bewerkstelligt werden. Im Interesse der Zähigkeit ist dem Leim ein Zusatz von venetianischem Terpentin mit wenig Essig zu geben. Am besten bindet Fleisch- auf Fleischseite. Bei Verbindung von Riemenenden, deren Abschrägung zweckmässig mittelst Lederhobels vorzunehmen ist, sind für das Quadratcentimeter Riemenquerschnitt 15 bis 25 qcm Leimfläche zu rechnen. Die geleimten Riemenstücke sind während des Bindens des Leims durch Pressen gegen einander zu drücken.

Die Festigkeit der Verbindungsstelle beträgt bei vorzüglicher Arbeit 20 bis 30 % weniger als diejenige des unverletzten Riemens, welche für gutes Kernleder zwischen 250 und 450 kg/qcm liegend angenommen werden kann (vergl. S. 72).

Der fertige Riemen soll vor seiner Benützung mindestens 24 Stunden, besser 2 bis 3 Tage durch angehängte Gewichte oder durch Spannen auf der Streckmaschine gedehnt werden, entsprechend einer Belastung auf etwa das 2- bis 3fache der für len Betrieb erwarteten Spannung im ziehenden Riementheile. Handelt es sich um verhältnissmässig breite Riemen, so sollte der Fertigstellung die Streckung der einzelnen Riemenstücke vorhergehen, um die starke Veränderlichkeit der Dehnung an len verschiedenen Stellen der Haut (im ungestreckten Zustande) nach Möglichkeit zu vermindern. Hierbei ergeben sich in der Regel 4 bis 5 % bleibende Ausdehnung. Diese Arbeit bildet gleichzeitig eine Probe auf die Gleichartigkeit des Leders.

Fig. 145.



Die Verbindung fertiger Riemen erfolgt vortheilhaft ebenfalls durch Nähriemen. Es sind hier ausserdem eine Menge von Verbindungen versucht worden, deren Werth sich im Betriebe mehr oder minder fraglich erweist. Am meisten haben sich noch die Riemenschrauben Eingang verschafft, deren Wesen aus Fig. 145 (Patent Motz) zu erkennen ist.

Ob Haar- oder Fleischseite auf der Scheibenoberfläche laufen soll, ist längere Zeit Streitfrage gewesen. In der Regel lässt man die Fleischseite die Scheibe berühren.

Der hohe Preis guter Lederriemen, die Neigung des Leders zu Längenänderungen bei wechselndem Feuchtigkeitsgehalt der Atmosphäre, in welcher der Riemen läuft, überhaupt der starke Einfluss der Letzteren auf Betriebssicherheit und Dauer der Lederriemen und die Nothwendigkeit, diese aus einzelnen verhältnissmässig kurzen Stücken zusammenzusetzen, sind Veranlassung geworden, an Stelle des Leders andere Riemenmaterialien zu setzen. So werden in neuerer Zeit Riemen aus Gummi, Baumwolle, Hanf, Haaren (Filz), Draht, Papier etc. in den Handel gebracht, ohne dass es jedoch bis jetzt gelungen ist, dem Leder seine Bedeutung für Treibriemen mit durchschlagendem Erfolge streitig zu machen[1]).

Da, wo Riemen aus Leder sich nicht halten, sind Gummi- und Baumwollriemen erfolgreich an die Stelle der Ersteren getreten. Es ist wohl nicht zu bezweifeln, dass es gelingen wird, sie auch da einzubürgern, wo kein solcher Grund vorliegt, nach Ersatz für Leder zu suchen. Dem Verfasser stehen zuverlässige Erfahrungszahlen aus dem Betriebe über derartige Riemen nicht zu Gebote. Die häufig zur Grundlage der Beurtheilung gemachte Zugfestigkeit des Riemenmaterials ist eben nicht entscheidend, sondern die Elasticität (siehe oben den zweiten Satz unter III, S. 239, sowie auch des Verfassers Abhandlung: „Elasticität von Treibriemen und Triebseilen“ in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 221 u. f., insbesondere auch S. 245).

In neuerer Zeit werden Riemen auch in ähnlicher Weise zusammengestellt, wie dies bei Gelenkketten der Fall ist. Die einzelnen Laschen bestehen aus Leder oder auch aus Papier (in vielfachen Lagen auf einander gepresst), die Gelenkstifte aus Schmiedeisen oder Stahl. Riemen dieser Art werden als Gliederriemen bezeichnet.

2. Die Anordnung des Betriebes.

Da der Riemenbetrieb in der Hauptsache ein solcher nach b ist (S. 232), so kann die Entfernung der beiden Scheibenachsen ziemlich gering genommen werden. Eine untere Grenze findet sich eigentlich nur bei geschränkten Riemen. Uebersteigt die Entfernung ein gewisses von verschiedenen Verhältnissen abhängiges Mass, so leidet der Riemen, der Betrieb wird unsicher. Ein grösserer Abstand als 18 ^{m} ist dem Verfasser für Dauerbetrieb nicht bekannt geworden. Bei starkem Wechsel in der Stärke der zu übertragenden Kraft tritt das Schlagen des Riemens schon bei verhältnissmässig nicht bedeutender Achsenentfernung auf.

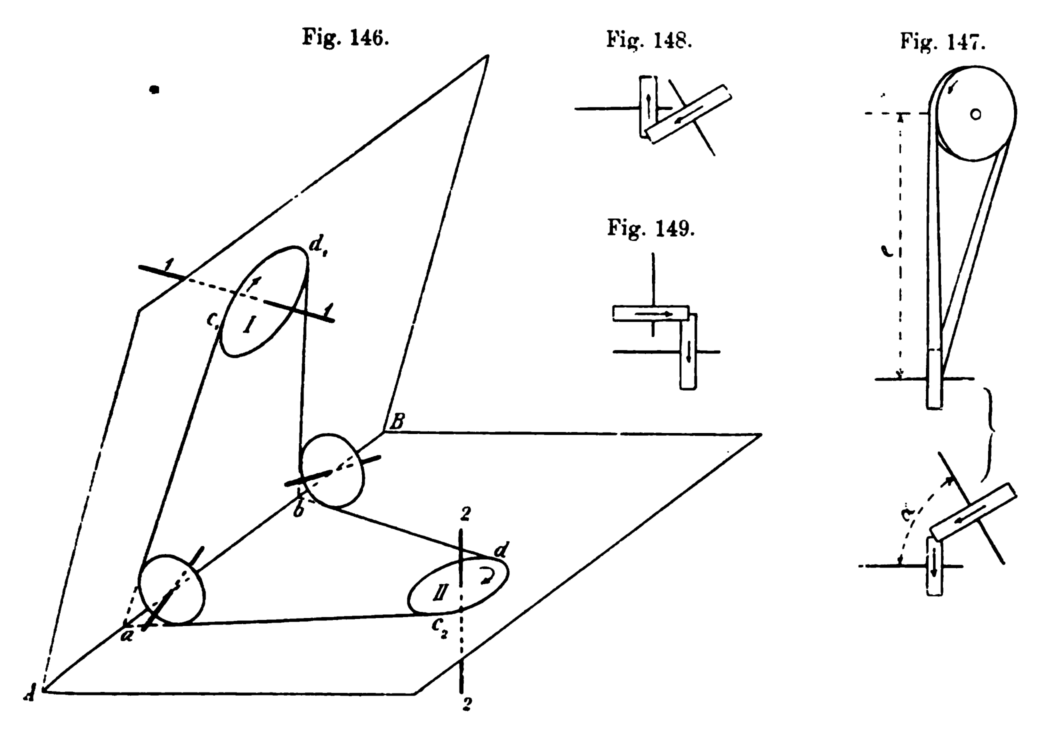
Damit sich der Riemen auf der Scheibe erhält, muss die Anordnung immer so getroffen werden, dass er gerade aufläuft, d. h. dass das Riemenstück, welches sich nach der Scheibe hin bewegt, dies in einer Richtung thut, welche in der Mittelebene der betreffenden Scheibe liegt.

a) Die beiden Wellen *11* und *22* kreuzen sich, Fig. 146. Wir legen durch die Punkte *I* und *II*, welche die Stellen bestimmen, an denen die Scheiben sitzen sollen, senkrechte Ebenen zu *11*, bezw. *22*; dieselben schneiden sich in der Geraden AB. Von den beliebigen Punkten a und b derselben sind Tangenten ac_1, ac_2, und bd_1, bd an die beiden Scheibenumfänge zu ziehen. In den durch ac_1c_2

[1]) Um die Vervollkommnung in der Erzeugung von Ledertreibriemen, sowie in Verwendung derselben hat sich insbesondere C. Otto Gehrckens in Hamburg mit Erfolg bemüht.

und $b\,d_1\,d$ bestimmten Ebenen werden Leitrollen so angeordnet, dass ihre Umfänge von $a\,c_1$ und $a\,c_2$ bezw. $b\,d_1$ und $b\,d$ berührt werden. Der Riemen, welchen wir uns als Faden denken wollen, läuft dann gerade auf, gleichgiltig, ob sich die Scheiben nach der einen oder anderen Richtung drehen. Hierbei wird jede Leitrolle eine besondere Achse erhalten müssen.

Ist die Drehung nur nach einer Richtung hin erforderlich, so kann für die Leitrollen eine gemeinschaftliche Achse angeordnet werden, wie sich aus Nachstehendem ergiebt. Wir nehmen beide Leitrollen gleich gross und legen sie in zwei zu $A\,B$ senkrechte Ebenen, welche die Scheibe I auf der Seite d_1 und die Scheibe II



auf der Seite c_2 berühren. Der Riemen läuft dann in der Richtung des Pfeiles gerade auf. Soll die Drehungsrichtung die entgegengesetzte sein, so müssen die beiden Leitrollenebenen senkrecht zu $A\,B$ stehen und die Riemenscheiben auf der Seite c_1 und d berühren.

Ist bei zwei sich kreuzenden Wellen die Lage der Riemenscheiben nicht bestimmt, so lässt sich die Anordnung von Leitrollen umgehen, wenn man die Scheiben so legt, dass die Durchschnittslinie ihrer Mittelebenen die beiden Umfänge an den Ablaufstellen berührt. Fig. 147 lässt das Verfahren erkennen. Soll die Drehungsrichtung der einen Welle (etwa die der unteren) die entgegengesetzte werden, so muss die obere Scheibe so angeordnet werden, wie dies Fig. 148 zeigt. Für $\alpha = 90°$, Fig. 149, wird der Riemen als halbgeschränkt bezeichnet, Riemenbetrieb nach Fig. 147, 148 oder 149 verträgt eine Umkehrung der Drehrichtung nicht.

Den vorstehenden üblichen Angaben über die Lage der Scheiben und Rollen bei sich kreuzenden Wellen liegt die Voraussetzung zu Grunde, dass der Riemen ein biegsamer Faden von — streng genommen unendlich — kleinem Querschnitt

sei. Da das in Wirklichkeit nicht der Fall, wir es vielmehr mit einem Band von rechteckigem Querschnitt, dessen eine Abmessung (Breite) nicht selten von recht erheblicher Grösse ist, zu thun haben, so bedürfen diese Angaben noch einer Berichtigung, welche im Folgenden für den Fall des halbgeschränkten Riemens erörtert werden soll.

Fig. 150.

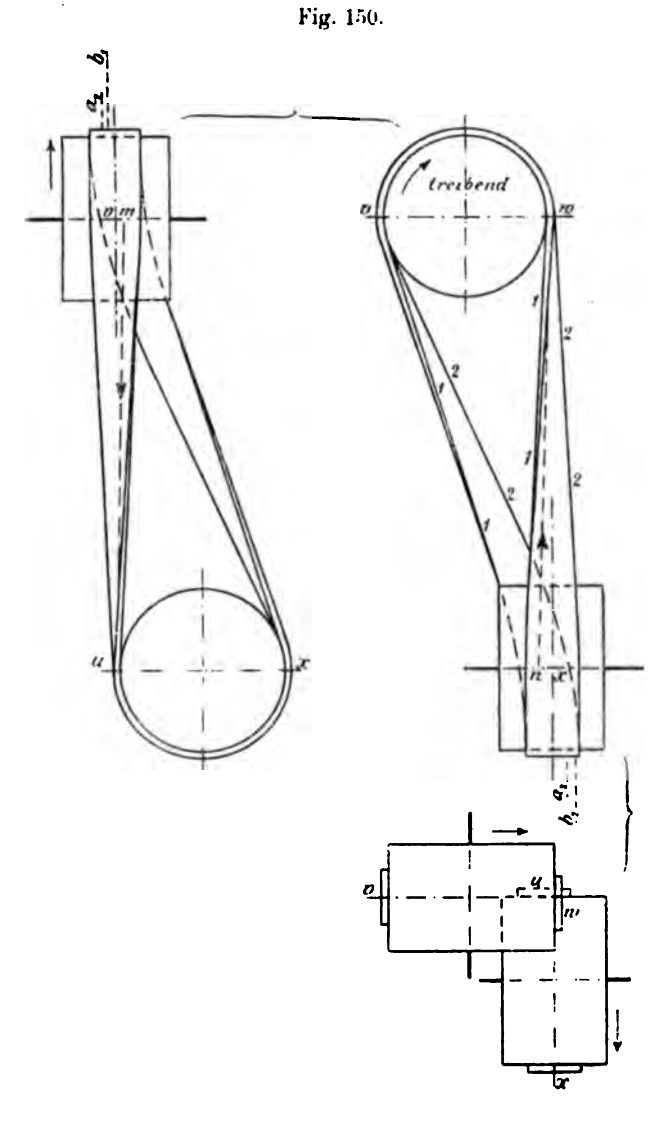


Fig. 150 stellt die Anordnung dar, wie sie auf Grund der gewöhnlichen, soeben ausgesprochenen Regel sich ergiebt: die Durchschnittslinie der Mittelebenen beider Scheiben berührt die Umfänge der Letzteren an den Ablaufstellen des Riemens. Die innerhalb der Mittelebenen, d. h. nach dem Kreuzungspunkte der Achsen hin gelegenen Scheibenhälften gelten als die inneren, die ausserhalb gelegenen als die äusseren. Wie ersichtlich, führt die Befolgung der erwähnten Regel zunächst dazu, dass die Mittellinie des auflaufenden Riemens um die halbe Riemenstärke nach innen sich verschieben muss. Ausserdem aber wird der Riemen noch verdreht: Querschnitt *u* in denjenigen bei *v*, und Querschnitt *w* in denjenigen bei *x*, wobei die innere Riemenkante *11* dauernd kürzer bleibt als die äussere *22*[1]). Beim Laufen des Riemens wird infolgedessen seine äussere Kante sich mit geringerer Pressung gegen den aussen und innen gleichgrossen Scheibenumfang legen als die innere; die Uebertragung der Kraft wird daher mehr von dem nach der inneren Kante zu gelegenen Theil des Riemenquerschnittes erfolgen: die Linie, in welcher die Resultante der Riemenspannungen wirkt, fällt nicht mit der Mittellinie des Riemens zusammen, sie liegt vielmehr nach der inneren Kante zu: etwa wie in Fig. 150 durch die gestrichelten Linien *n m*

[1]) Aus diesem Grunde empfiehlt es sich auch, halbgeschränkte Riemen aus den Flanken des Kernstückes der Haut zu schneiden. Dieselben nehmen gestreckt eine Sichelform an, d. h. die eine Kante wird länger als die andere.

und *w n* eingetragen ist. Auf die Richtung dieser Kraftlinie aber kommt es an, nicht auf den geometrischen Ort der Schwerpunkte aller Riemenquerschnitte.

Infolge der Neigung der Kraftlinie an den Auflaufstellen (*v* und *x*) ergiebt sich je eine nach aussen gerichtete Seitenkraft, weshalb der Riemen das Bestreben haben muss, nach aussen zu laufen und zwar der ziehende Riementheil *u v* auf der treibenden, das gezogene Stück *w x* auf der getriebenen Scheibe: beide Riementheile rücken gegenüber der Annahme in Fig. 150 nach aussen, jedoch in verschiedenem Masse, wie folgende Erwägung zeigt.

Das ziehende Riemenstück *u v* erhöht bei der Inbetriebsetzung seine Spannung von S auf S_1, während das gezogene die seinige von S auf S_2 derart vermindert, dass $S_1 - S_2 = P$ gleich der zu übertragenden Kraft ist. Eine Steigerung der Belastung des vorher ungleich angestrengten Riemens hat infolge der Nachgiebigkeit des Materials eine Verlegung der erwähnten Kraftlinie nach der Mittellinie des Riemens hin zur Folge, eine Verminderung der Belastung dagegen ein stärkeres Geltendmachen der Ungleichmässigkeit der Lastvertheilung und damit ein Verlegen jener Kraftlinie von der Mittellinie weg nach der inneren Kante hin. Je grösser hiernach bei gegebenem und ausreichendem Werth von S die Kraft P ist, um so grösser S_1, um so kleiner S_2, um so weniger wird der ziehende und um so mehr der gezogene Riementheil nach aussen abweichen; sonst gleiche Verhältnisse vorausgesetzt. Unter Umständen nimmt auch noch die Centrifugalkraft Einfluss.

Recht anschaulich lässt sich das Erörterte auf dem vom Verfasser eingeschlagenen Wege des Versuchs feststellen. Wir ordnen die Scheiben, deren Mantelflächen genau cylindrisch sind, nach Massgabe der Fig. 150 an und setzen die unbelastete untere Welle in Betrieb: der ziehende Riemen, wie auch der gezogene rücken nach aussen, und zwar der Erstere mit seiner Mitte etwa nach a_1, der Letztere nach a_2. Hierbei liegt a_2 mehr von der Scheibenmitte entfernt als a_1. Wir belasten sodann die bisher leer laufende untere Welle: sofort rückt der ziehende Riemen (infolge der Steigerung von S_1) mit seiner Mittellinie auf der treibenden Scheibe nach innen, etwa nach b_1, der gezogene (infolge der Abnahme von S_2) auf der getriebenen Scheibe nach aussen, etwa nach b_2. Je grösser die zu übertragende Kraft P wird — S immer als ausreichend vorausgesetzt —, um so mehr nähert sich der ziehende Riemen der Mitte der treibenden Scheibe, und um so mehr entfernt sich der gezogene Riemen von der Mittellinie der getriebenen Scheibe.

Mit Rücksicht auf diese Sachlage ist die Auffassung, welche zur Anordnung der Scheiben nach Fig. 150 führte, unrichtig; es empfiehlt sich vielmehr, die Einrichtung so zu treffen, dass beide Scheiben gegenüber der Lage in Fig. 150 nach aussen verschoben sind, wie in Fig. 151 gezeichnet ist, und zwar die getriebene Scheibe um etwa

$$e_2 = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}6\, b, \qquad \ldots \qquad 289$$

die treibende um etwa

$$e_1 = 0{,}1 \text{ bis } 0{,}2\, b, \qquad \ldots \qquad 290$$

worin b die Breite des Riemens bedeutet. Dah[illegible] für mittlere Verhältnisse um etwa 1/3, bezw. um 1/4 g[illegible] für gradlaufende Riemen (Gl. 303, S[illegible] ben, da

die Riemenlage auf den Scheiben von den Spannungsverhältnissen, welche verände zu sein pflegen, sowie von der Beschaffenheit des Riemens abhängt [1]).

Aus dem Vorstehenden ergiebt sich auch für die Fälle, in denen mit Los- Festscheibe versehene Arbeitsmaschinen durch halbgeschränkte Riemen zu betre sind, auf welcher Seite der getriebenen Scheibe die Losscheibe anzuordnen ist.

Fig. 151.

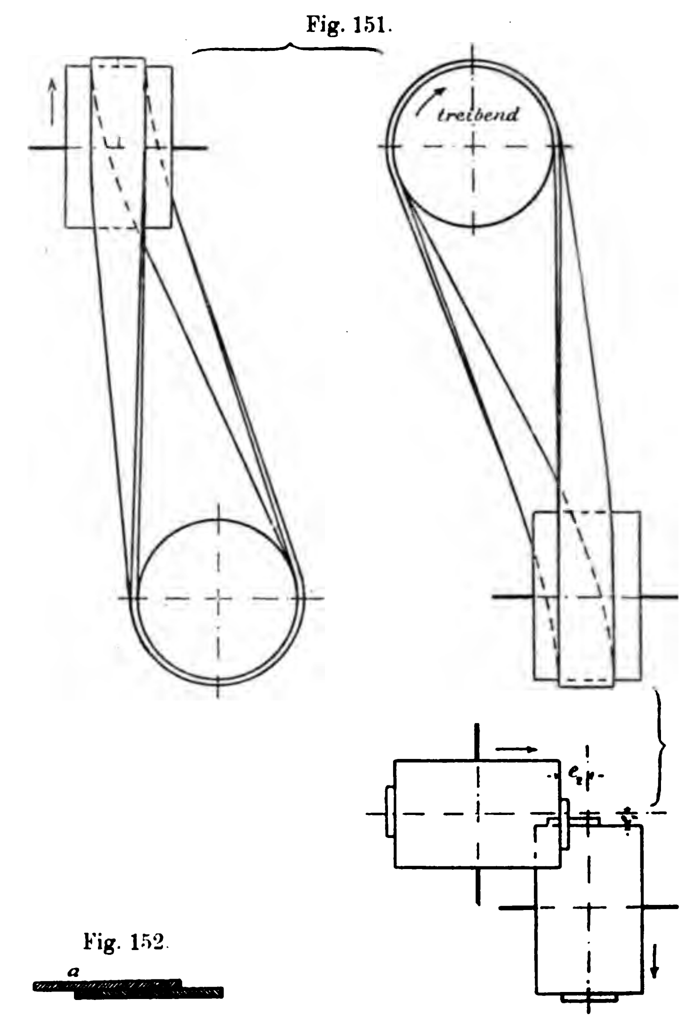
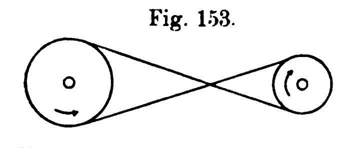


Fig. 152.



Gehrckens liefert für halbgeschränkte Riemen treppenförmig zusammengefü im abgerollten Zustande Sichelform zeigende Riemen, Fig. 152 (D. R.-P. Nr. 24382 Nr. 32314), um die grösste Spannung von der Kante nach dem Punkte *a* zu verle

Fig. 153.

b) Die beiden Wellen laufen parallel. D Fall kann aus Fig. 147 hervorgehen für $\alpha = 0$ und $\alpha = 1$ Wird $\alpha = 0^{\circ}$, so entsteht der offene Riemen, Fig. S. 230; beträgt $\alpha = 180^{\circ}$, so entsteht der gekreu oder ganz geschränkte Riemen, Fig. 153.

[1]) Die Angabe, dass der Riemen sich um seine innere Kante drehe und dass deshalb t Scheiben je um die halbe Riemenbreite nach aussen zu verschieben seien, erscheint nach Mas des Erörterten unzutreffend.

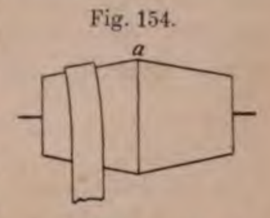
c) Die beiden Wellen schneiden sich. In diesem Falle sind Leitrollen nach Massgabe des unter a Besprochenen anzuordnen.

Von Bedeutung bei der Anordnung von Riemenbetrieben ist der Umstand, dass die zu übertragende Kraft P im Allgemeinen nicht konstant sein wird, sondern veränderlich. Mit jeder eintretenden Aenderung von P ist eine solche von S_1 und S_2 verknüpft. Je grösser der Abstand der beiden Riemenscheiben, um so langsamer wird sich die Aenderung der Spannungen S_1 und S_2 vollziehen, mit einem um so geringeren Gleiten des Riemens auf der Scheibe wird sie verbunden sein. Je kürzer der Abstand der beiden Scheibenachsen, um so stärker ist das Gleiten, welches unter Umständen leicht zum Abwerfen des Riemens führen kann. Durch stärkeres Spannen des Letzteren lässt sich den Uebelständen beim Wechsel von P wenigstens theilweise beikommen. Infolgedessen müssen kürzere Riemen stärker gespannt werden als längere, womit eine Verminderung der Elasticität verbunden ist (vergl. S. 70) und woraus weiter folgt, dass in solchen Fällen die Entfernung der Scheibenachsen nicht kleiner genommen werden soll, als es die Verhältnisse fordern. In demselben Sinne wie die Elasticität eines langen Riemens wirkt auch die Pfeilhöhe des Bogens, nach dem der Riemen durchhängt. Der Uebergang der Spannungen in die neuen Werthe erfolgt allmählicher. Aus diesem Grunde zieht unter sonst gleichen Verhältnissen ein wagrechter Riemen besser durch, als ein senkrechter. Wird andererseits die Entfernung der Achsen sehr gross, so entsteht, eingeleitet durch die Aenderungen der Pfeilhöhe, welche durch einen Wechsel der Spannungen hervorgerufen werden, leicht ein Schlagen des Riemens, das die Dauer desselben beeinträchtigt.

Zu beachten ist ferner der Einfluss des Trägheitsvermögens der Massen, mit welchen der Riemen gekuppelt ist. In Wirklichkeit bildet der Riemenbetrieb eine Reibungskupplung und hat demnach so wie diese insbesondere beim Einrücken (Anlaufen) Massen zu beschleunigen. (Vergl. hierüber die eigentlichen Reibungskupplungen.) Ein Unterschied besteht allerdings insofern, als die Reibung hier die Uebertragung durch einen elastischen und nur gegenüber Zugkräften widerstandsfähigen Körper hierdurch bewerkstelligt.

Wie bereits angedeutet, verliert der Riemen beim Rutschen den Halt auf der Scheibe. Wenn kein Bestreben, denselben von der Scheibe herabzubewegen, vorhanden wäre, so hätte das wenig zu sagen. In Wirklichkeit sind kleine Mängel in der Anordnung des Betriebes (Ausführungsfehler, Folgen einseitiger Abnützung, Durchbiegung der Wellen u. dergl.) nicht ganz zu vermeiden, sodass die Gefahr des Abschlagens in der Regel immer vorliegen würde, wenn sie sich nicht beseitigen liesse. Die Erfahrung hat gelehrt, dass dies durch Wölbung der Scheibenoberfläche erreicht werden kann. Der Riemen, Fig. 154, wird bei seiner Bewegung mit der Rolle infolge der grösseren Spannung auf der nach a gekehrten Seite und der hiermit verknüpften Sichelform das Bestreben zeigen, nach dem Punkte a zu klettern, d. h. sich der Mittelebene der doppelt konischen Scheibe zu nähern, gleichgiltig, nach welcher Seite hin er von dieser Ebene abweicht. Hierin liegt der Grund für die meist gewölbte oder doppeltkegelförmige Form der Scheibenoberfläche. Die hierdurch unschädlich zu machenden Fehler dürfen jedoch nicht bedeutend sein, sonst greift das Mittel nicht mehr durch. Auch darf andererseits nicht übersehen werden, dass die Wölbung der Scheibe den Riemen zwingt, sich in der Mitte stärker zu dehnen und einen grösseren

Fig. 154.



Weg zurückzulegen, also hier seine Elasticität vermindert und ihn stärker anstrengt. Bei kleinen Rollen ist dieses Mehr an Inanspruchnahme recht erheblich und verdient mit Rücksicht auf die Dauerhaftigkeit des Riemens ganz besondere Aufmerksamkeit. Für das auflaufend gezogene und nur mit S_2 gespannte Riementheil ist sie kleiner, als für das auflaufende ziehende und mit S_1 gespannte Riemenstück, weshalb Gehrckens mit Recht empfiehlt, nur die getriebene Scheibe, nicht aber die treibende gewölbt oder ballig zu drehen. Dass die Wölbung so gering zu wählen ist, als es die Erreichung des Zweckes gestattet, liegt auf der Hand. Halbgeschränkte Riemen bedürfen keiner Scheibenwölbung.

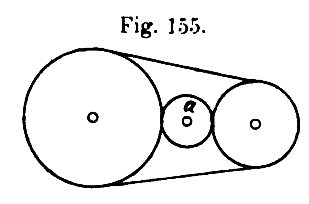
Bei allen Anordnungen mit Ausnahme des offenen Riemens (Scheiben liegen in einer Ebene und drehen sich in gleichem Sinne) wird der Riemen mehr oder weniger verwunden. Dabei findet eine ungleiche Dehnung und Anstrengung der Riemenfasern statt. Diese Ungleichmässigkeit der Inanspruchnahme wächst, wie ohne Weiteres aus der Anschauung folgt, unter sonst gleichen Verhältnissen, mit der Riemenbreite b, dem Scheibendurchmesser d und nimmt ab mit wachsender Entfernung e der Scheibenachsen, infolgedessen die Rücksicht auf den Betrieb und die Dauer des Riemens verlangt, dass e nicht unter einen gewissen von b und d abhängigen Betrag sinke. Die Ermittelung des Letzteren kann nach Ansicht des Verfassers befriedigend nur auf dem Wege des Versuches geschehen. Bis dahin werde nach dem Vorgange von Völckers für halbgeschränkten Betrieb mit d als Durchmesser der treibenden Scheibe gesetzt

$$e \geqq \varphi \sqrt{b\,d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad 291$$

und hierbei für gewöhnlich $\varphi = 10$ gewählt.

Um die Neigung des Riemens zum selbstthätigen Abwerfen in Grenzen zu halten, soll überdies e nicht weniger als etwa das Doppelte des Durchmessers der grösseren Scheibe betragen. Falls Gl. 291 einen kleineren Werth liefert, so ist der Abstand der Achsen nach der letzteren Regel zu bestimmen.

Fig. 155.



Den Nachtheilen, welche durch die Zapfendruck gebende Riemenspannung mehr oder weniger fühlbar hervorgerufen werden können, lässt sich in manchen Fällen durch geschickte Anordnung begegnen. Wenn z. B. von der treibenden Scheibe zwei gleiche Riemen in entgegengesetzter Richtung abgeführt werden, wird der Zapfendruck nahezu Null ausfallen. Aehnliche Anordnungen finden sich in Spinnereien u. s. w. Den eben besprochenen Zweck erstrebt auch die Anordnung von Gwynne, welche bei kurzer Achsenentfernung eine Zwischenrolle a einschaltet, Fig. 155, deren Vorhandensein die Riemenspannungen unmittelbar von Scheibe zu Scheibe überträgt und die Lager schont.

3. Die Berechnung der Riemen.

Es bezeichne

b die Breite des Riemens in cm,

s „ Stärke „ „ „ „ ;

dann folgt mit Rücksicht auf die Gl. 270, S. 231,

$$P = k\,b\,s, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad 292$$

worin k durch Gl. 269 bestimmt wird.

Hierbei ist zu beachten, dass σ_z lediglich die von S_1 herrührende und unter der Voraussetzung gleichmässiger Vertheilung dieser Kraft über den Riemenquerschnitt $b\,s$ ermittelte Anstrengung liefert. Wie wir S. 238 sahen, ist aber (jedenfalls in der Nähe der Querschnitte a und b, Fig. 135 und 136, S. 230) diese Voraussetzung nicht erfüllt; vielmehr werden die innersten Fasern des ziehenden Riementheiles eine grössere Spannung erfahren. Auch die mit der Umschlingung der Scheibe verknüpfte Biegung des Riemens wirkt auf die Spannungsvertheilung ein und zwar derart, dass die Anstrengung der inneren Fasern erniedrigt, diejenige der äusseren erhöht wird. Je kleiner der Scheibendurchmesser im Verhältniss zur Riemendicke, um so grösser erweist sich diese Erhöhung der Anstrengung (vergl. S. 274 u. f.). Eine rechnungsmässige Feststellung der grössten resultirenden Spannung erscheint, wenigstens zur Zeit, nicht möglich, selbst wenn man von dem namentlich bei breiten Riemen recht erheblichen Einflusse der Ungleichartigkeit des Riemenmaterials (S. 239 und 240), sowie von der Wirkung der meist vorhandenen Scheibenwölbung absieht (S. 248, oben).

Bei der Wahl des zulässigen Werthes von σ_z ist ferner im Auge zu behalten, dass von ihr die bleibende Dehnung abhängt, welche der Riemen im Laufe der Zeit erfährt. Je grösser σ_z, um so früher und um so öfter tritt unter sonst gleichen Umständen die Nothwendigkeit des Nachspannens ein, um so kürzer ist die Dauer des Riemens, um so mehr sind die Betriebsstörungen, wenn auch nur kurze, zu erwarten. Je grösser σ_z, um so weniger elastisch erweist sich der Riemen, d. h. um so mehr verliert derselbe die Grundeigenschaft, welche von einem Triebriemen zu fordern ist.

Je grösser die Riemenspannung, um so bedeutender erweist sich die Pressung, mit welcher sich das Leder gegen die Scheibenoberfläche legt, um so grösser wird der Arbeitsverlust ausfallen müssen, welcher mit dem durch Gl. 287 festgestellten Gleiten (eine Folge der natürlichen Elasticität des Materials) verknüpft ist; insoweit nicht eine Ausgleichung dadurch herbeigeführt wird, dass der umschlungene Bogen, auf dem dieses Gleiten vor sich geht — $\widehat{b\,e}$, bezw. $\widehat{d\,f}$ in Fig. 135 — mit zunehmender Anspannung des Riemens sich vermindert. Diese mechanische Arbeit wird zu einem Theile auf Poliren der Scheibenoberfläche und auf Abnützung des Riemens verwendet. Daraus folgt, dass Letzterer aus einem weiteren Grunde um so mehr leiden kann, mit je stärkerer Spannung er aufgelegt wird.

Hierbei ist es von Interesse zu beobachten, dass, wenn nicht bloss die Riemenspannung, sondern auch k gesteigert wird, diese auf Abnützung des Riemens hinwirkende Reibung aus zwei Gründen, also mit einer höheren als der ersten Potenz von k wächst. Der Umstand, dass der Dehnungskoeffizient α mit wachsender Spannung abnimmt, mildert den nachtheiligen Einfluss steigender Grösse der Letzteren.

Aus dem Vorstehenden erhellt, dass für σ_z nicht ein geschätzter Theil der Zugfestigkeit des Riemenmaterials genommen werden darf, sondern, dass diese Grösse von Riemen abgeleitet werden muss, welche sich im Betriebe bewährt haben. Aehnliches gilt z. B. auch für die Grösse μ [1]). Nur Ergebnisse aus dem Betriebe sind hier

[1]) Damit soll nicht gesagt sein, dass die Ermittlung des Reibungskoeffizienten μ durch Gleitversuche nutzlos sei. Die Ergänzung unserer recht lückenhaften Kenntnisse auf diesem Gebiete kann nur dazu dienen, die thatsächlichen Verhältnisse klarzustellen. Ist das in genügendem Masse

zu Grunde zu legen, nicht gewöhnliche Reibungsversuche, wie das wohl zu geschehen pflegt.

Unter normalen Verhältnissen und dauernd auf gusseisernen Scheiben von entsprechenden Durchmessern arbeitende Riemen aus gutem Kernleder bewähren sich im Betriebe bei den Mittelwerthen

$$\sigma_z = 22{,}5^{kg}, \qquad \mu = 0{,}25, \qquad v \leqq 15^{m}. \quad \ldots \ldots \quad 293$$

Der Geschwindigkeit $v = 15^{m}$ entspricht mit $q_1 = 0{,}11$ eine Verminderung von σ_z um

$$q_1 \frac{v^2}{g} = 0{,}11 \frac{15^2}{9{,}81} = 2{,}5^{kg}$$

durch die Centrifugalkraft, sodass bei Vernachlässigung der Letzteren σ_z nur mit etwa 20^{kg} in Rechnung gestellt werden darf.

Zur Berechnung der Riemen wird streng genommen immer die Gl. 268 zu benützen sein. Es ist jedoch bequem, für einige Fälle die Werthe von k nach Gl. 269 zu bestimmen, die, im Gedächtniss behalten, auf dem durch sie umschlossenen Gebiet die Berechnung im Kopfe ermöglichen.

Der durch Gl. 269 bestimmte Werth von k beträgt mit Rücksicht auf Gl. 293

$$\left.\begin{array}{l} k = 10 \quad \text{für } \omega = \text{rund } 2{,}8 \\ k = 6{,}5 \quad \text{,, } \omega = \text{ ,, } 1{,}6 \end{array}\right\} \quad v \leqq 15^{m}. \quad \ldots \ldots \quad 294$$

Breite und starke, aus ausgewählten Häuten hergestellte, also theuere Riemen belastet man mit Rücksicht auf die Kosten, ferner mit Rücksicht auf die sorgfältige Behandlung, die ihnen aus diesem Grunde zu Theil zu werden pflegt, sowie in Erwägung, dass sie meist auf Scheiben von grossen Durchmessern laufen, etwas stärker, entsprechend

$$\sigma_z = 27{,}5^{kg}, \qquad \mu = 0{,}25, \qquad v \leqq 15^{m}, \quad \ldots \ldots \quad 295$$

woraus

$$k = 12{,}5 \quad \text{für } \omega = \text{rund } 2{,}8. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 296$$

In der Regel weicht bei Triebwerken ω nicht viel von 2,8 ab, sodass hier $k = 10$ bis 12,5 zu Grunde gelegt werden darf. Auf wesentlich mehr als rund 2,8 ist wegen der Bewegungen der Riemen senkrecht zu ihrer Achse nicht zu rechnen. Gekreuzte Riemen, für welche ω allerdings grösser ausfällt, sollen der Verdrehungsbeanspruchung wegen nicht mehr übertragen, wie normale offene, sondern weniger, und zwar um 10 bis 30 %, je nach der Achsenentfernung[1]).

Der normale offene Riemen ist nach dem Vorstehenden zu berechnen aus der Gleichung

$$P = 10\, b\, s \text{ bis } 12{,}5\, b\, s. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 297$$

---

geschehen, so tritt auch die Zulässigkeit ein, die aus Reibungsversuchen abgeleiteten Werthe von μ mit ausreichender Sicherheit in die aufgestellten Gleichungen zu übertragen.

[1]) Freundlicher Mittheilung verdankt Verfasser folgende lehrreiche Zahlen.

Drei Riemen auf gleiche Arbeitsmaschinen wirkend; Riemenlängen rund 6^{m}, Breite 40^{mm}, Stärke 4,5 bis 5^{mm}. Treibende Scheibe 400^{mm} Durchmesser, 85 Umgänge in der Minute. Getriebene Scheibe 205^{mm} Durchmesser.

1. Offener Riemen. Die erste Ausbesserung trat ein nach 380 Arbeitstagen je 12 Stunden. Dienstfähigkeit 3½ bis 4 Jahre.

2. Geschränkter Riemen ($\omega = 90^{0}$). Die erste Ausbesserung nach 320 Arbeitstagen.

3. Gekreuzter Riemen. Erste Ausbesserung nach 230 Arbeitstagen. Dienstfähigkeit rund ¾ Jahre.

Hierbei ist $\omega =$ rund 2,8, $v \leq 15^{m}$ vorausgesetzt.

Ueber $P = 10\,b\,s$ soll nur hinausgegangen werden, sofern besondere Rücksichten zu grösseren Anstrengungen der Riemen drängen, wobei die Nachtheile im Auge zu behalten sind, welche sich mit wachsender Grösse von k in Gl. 292 aus dem früher Gesagten ergeben.

Geschränkte Riemen sind, wie bereits bemerkt, mit etwas geringeren Koeffizienten zu berechnen, falls der Achsenabstand der Scheiben nicht reichlich ausfällt [1]). Dasselbe gilt für senkrechten, auch für stark schiefen Betrieb.

Nachtheiligen Einflüssen der den Riemen umgebenden Atmosphäre ist durch Verminderung von k von vornherein Rechnung zu tragen.

Bei stark ungleichförmigem Betrieb ist streng genommen die grössere Kraft in Rechnung zu stellen. Dasselbe gilt für den Fall, dass häufig Perioden der Beschleunigung von erheblichen Massen zu verzeichnen sind. Die Ermittlung dieser grösseren Kraft ist jedoch nicht selten sehr umständlich. In solchen Fällen ist es bequemer, das durchschnittliche P zu Grunde zu legen und k der Ungleichförmigkeit entsprechend niedriger zu wählen. Dieses Weniger wird zweckmässigerweise aus Riemen abgeleitet, welche sich unter ähnlichen Verhältnissen bewährt haben. Als Beispiel hierzu können Riemen zum Betriebe von Fallhämmern, Sägegattern und dergleichen dienen, in welchen Fällen eine Verminderung von k um etwa 30 % durch die Erfahrung begründet erscheint.

Der kleinere Werth von k in der Gl. 294, aus $\omega = 1,6$ ermittelt, kann in Betracht kommen für den Betrieb von Kreissägen, Ventilatoren und dergleichen. Für $2,8 > \omega > 1,6$ sind zwischenliegende Werthe von k zu nehmen.

Da erfahrungsmässig der Riemen auf kleinen Scheiben mehr leidet, als auf solchen von grossen Durchmessern, und zwar um so mehr, je stärker der Riemen ist, so erscheint es angezeigt, bei Anordnung von Riemen auf kleinen Scheiben mit k nach Möglichkeit unter die für mittlere Verhältnisse gegebenen Werthe zu gehen. Die verhältnissmässige Kleinheit des Rollendurchmessers wird sich in noch erhöhtem Masse geltend machen müssen, wenn die kleine Scheibe gewölbt ist.

Je grösser die Geschwindigkeit des Riemens, um so öfter wird sich ein und dasselbe Riemenstück biegen und wieder strecken müssen. Je geringer die Entfernung der Achsen, um so rascher werden sich bei bestimmter Geschwindigkeit Biegung und Geradestreckung folgen. Bei grossen Scheiben wird dieser die Dauer des Riemens beeinträchtigende Vorgang von geringem Einflusse sein, bei kleinem Scheibendurchmesser dagegen kann er sich zu ganz erheblicher Bedeutung steigern. Hieraus folgt, dass man im Allgemeinen bei grossen Geschwindigkeiten k niedrig halten soll, namentlich wenn die Scheiben, sowie deren Entfernung nicht gross sind.

Riemen, welche von Gabeln geführt und durch diese oft zu verschieben sind, werden hierdurch um so früher dienstunfähig, je öfter die Verschiebung in einer gewissen Zeit erfolgt. Dementsprechend ist k für solche Riemen niedriger zu wählen.

Für Gummi- und Baumwollenriemen dürfte an Stelle der Gl. 297

$$P = 8\,b\,s \text{ bis } 10\,b\,s \quad \ldots \ldots \ldots \quad 298$$

zu setzen sein, so lange nicht zuverlässige Erfahrungen aus dem Betriebe vorliegen, die eine höhere Belastung gestatten.

Die von dem Riemen übertragbare Arbeit, welche allgemein die Grösse

$$P v = k f v,$$

[1]) S. Fussbemerkung auf S. 250.

worin

$$k = \left(\sigma_z - q_1 \frac{v^2}{g}\right) \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}},$$

besitzt, beträgt für die Einheit der Geschwindigkeit (1^m) und des Riemenqu schnitts (1^{qcm}), sofern $k = 10$ bis $12,5^{kg}$,

$$A_1 = \frac{10 \, . \, 1}{75} = \frac{1}{7,5} \text{ bis } \frac{12,5 \, . \, 1}{75} = \frac{1}{6} \text{ Pferdestärke,}$$

oder

$$f = b\,s = 6 \frac{N}{v} \text{ bis } 7,5 \frac{N}{v},$$

giltig für Geschwindigkeiten bis etwa 15^m. Für grössere Geschwindigkeiten erge sich, da k mit wachsendem v abnimmt, kleinere Werthe. A_1 ist demnach — str genommen ganz allgemein, praktisch jedoch nur für grössere Geschwindigkeiten eine mit v abnehmende Zahl.

Nach Gl. 284 wird $P\,v$ zu einem Grösstwerth für die Geschwindigkeit

$$v' = \sqrt{\frac{\sigma_z \, g}{3\, q_1}} = \sqrt{\frac{27,5 \, . \, 9,81}{3 \, . \, 0,11}} = 28,6^m,$$

wenn für breite und durch Nähriemen verbundene Lederriemen $q_1 = 0,11$ und üb dies $\sigma_z = 27,5^{kg}$ gesetzt wird.

Der Höchstwerth selbst beträgt für $f = 1^{qcm}$ mit $(e^{\mu\omega} - 1) : e^{\mu\omega} = 0,5$

$$\left(27,5 - 0,11 \frac{27,5 \, . \, 9,81}{3 \, . \, 0,11 \, . \, 9,81}\right) 0,5 \, \frac{28,6}{75} = 3,5 \text{ Pferdestärken,}$$

d. h. durch einen Lederriemen können auf das Quadratcentimeter Querschnitt hö stens 3,5 Pferdestärken übertragen werden.

Sind mit einer Scheibe von D Meter Durchmesser N Pferdestärken bei n minu lichen Umgängen zu übertragen, so ergiebt sich

$$75\, N = P\, \pi\, D \frac{n}{60} = k\, b\, s\, \pi\, D \frac{n}{60}$$

$$b\, D = \frac{4500}{k\, \pi\, s} \frac{N}{n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2$$

Hieraus erhellt, dass bei angenommener Riemenstärke nur das Produkt b festgelegt ist. Um den einen Faktor zu bestimmen, wird der andere angenomm werden müssen. Dabei ist dann im Auge zu behalten, dass je grösser D gewä wird, um so kleiner fällt b aus und damit auch der Preis des Riemens, so la das Glied, welches die mit D in quadratischem Verhältnisse wachsende Centrifug kraft misst, d. i.

$$q_1 \frac{v^2}{g} \leqq \frac{\sigma_z}{3},$$

oder so lange die Geschwindigkeit unter der durch Gl. 284 bestimmten Grenze ble Ferner: je grösser D, um so kleiner die Riemenspannung, welche sich auf die Ac absetzt, um so mehr werden die Riemen geschont, um so sicherer ist die Vora setzung erfüllt, dass der Riemen sich als vollkommen biegsames Band auf s Scheibe auflege. Andererseits wächst der Preis der Scheibe mit dem Durchme mehr als mit der Breite.

Wenn möglich, wählt man behufs Schonung des Riemens für mittlere Verhältn

$$D \geqq 100\, s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

In der Regel wirken ausserdem das Uebersetzungsverhältniss, die örtlichen Umstände bei der Annahme von b und D bestimmend ein, sodass in Wirklichkeit die Unsicherheit, welche darin liegend gefunden werden kann, dass das Produkt $b\,D$ und nicht jeder der einzelnen Faktoren allgemein rechnungsmässig feststeht, zum grossen Theil nur eine scheinbare ist.

Will man sich einen Ueberblick über das Gebiet verschaffen, innerhalb dessen die brauchbaren Durchmesser und Breiten liegen, so kann man die für eine gewisse Riemenstärke s durch Gl. 299 bestimmte gleichseitige Hyperbel aufzeichnen.

Mit $b\,s = 1^{qcm}$, $k = 10$, $D = 1^{m}$, $n = 100$ wird nach Gl. 299 die übertragene Arbeitsleistung in Pferdestärken

$$N_0 = \frac{10 \,.\, 1 \,.\, \pi \,.\, 1 \,.\, 100}{4500} = \sim \frac{3}{4},$$

d. h. ein Riemen von 1^{qcm} Querschnitt überträgt mittelst einer Riemenscheibe von 1^{m} Durchmesser bei 100 Umdrehungen in der Minute $\frac{3}{4}$ Pferdestärken, normale Verhältnisse ($k = 10$) und $v \leqq 15^{m}$ vorausgesetzt.

Dieses Ergebniss behält sich leicht im Gedächtniss und ermöglicht die Berechnung des Riemens oder der Scheibe im Kopfe, da die Proportionalität, welche nach Massgabe der Gleichungen

$$N = \frac{3}{4}\, b\, s\, D \frac{n}{100} \quad \text{oder} \quad D\, b\, s = \frac{4}{3}\, N \frac{100}{n} \quad . \; . \; . \; . \quad 301$$

stattfindet, als etwas Selbstverständliches immer zur Hand ist. Muss k von 10 verschieden angenommen werden, so ändert sich auch N in demselben Masse, in welchem das einzuführende k zu 10 steht. In Gl. 301 ist D (ausnahmsweise) in Meter einzusetzen.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Riemens auf der Scheibe beträgt nach Gl. 287, sofern darin φ zu 2 geschätzt und $k = 10$ gesetzt wird:

1) für neue, jedoch vorher entsprechend gestreckte Riemen mit $\alpha = \frac{1}{1250}$

$$\psi = 2 \,.\, 10 \frac{1}{1250} = 0{,}016 = 1{,}6\,\%,$$

2) für gebrauchte Riemen mit $\alpha = \frac{1}{2250}$

$$\psi = 2 \,.\, 10 \frac{1}{2250} = 0{,}009 = 0{,}9\,\%.$$

Nach Gl. 287 erscheint es bei gegebenem k unmöglich, ψ durch Steigerung der Riemenspannung zu verringern. In Wirklichkeit lehrt jedoch die tägliche Erfahrung, dass Nachspannen des Riemens Verminderung des Gleitverlustes zur Folge hat. Dieser scheinbare Widerspruch erfährt seine Aufklärung dadurch, dass der Dehnungskoeffizient α mit wachsender Spannung abnimmt (vergl. S. 70 und 71).

Die mechanische Arbeit, welche hierdurch verloren geht, wird wie bereits bemerkt, zu einem Theile auf Poliren der Scheibenoberfläche und auf Abnützung des Riemens verwendet.

Da das in der natürlichen Elasticität des Materials begründete Gleiten unvermeidlich ist, so muss das Verfahren, den Riemen durch Bestreuen der Scheibe mit rauh machenden Stoffen, wie z. B. Colophonium, zum Durchziehen zu veranlassen, zu einer Verkürzung der Dauer desselben führen. Das Mittel sollte daher nur vorübergehend und nur im Nothfalle (etwa zur Vermeidung einer Betriebsstörung zu ungelegener Zeit) verwendet werden.

Der Werth mit besonders rauher Oberfläche hergestellter Scheiben ist demnach nicht bloss nach μ, wie dies zuweilen geschieht, zu beurtheilen.

Hat sich der eingelaufene Riemen über das zulässige Mass gedehnt, so empfiehlt es sich nicht, ihn sofort zu kürzen; besser ist es, ihn mit Riemenfett zu schmieren, welches in kleinen Stücken beim Auflauf zwischen Riemen und Scheibe geworfen oder auch mit einem Pinsel aufgetragen wird (von der Fleischseite her). Zunächst beginnt der Riemen zu gleiten, infolgedessen tritt Erwärmung ein: das Fett wird vom Riemen aufgesaugt, der sich dabei verkürzt und nun wieder durchzieht.

Hinsichtlich des Uebersetzungsverhältnisses ist auf Gl. 288 zu verweisen.

Beispielsweise ergiebt sich mit

$$r_1 = 600^{mm},\ r_2 = 150^{mm},\ s = 6^{mm},\ n_1 = 200,\ k = 7{,}5,\ \alpha = \frac{1}{1250},\ \varphi = 2$$

das Uebersetzungsverhältniss nach Gl. 288 und 287

$$\frac{600 + \frac{1}{3}\,6}{150 + \frac{2}{3}\,6}\left(1 - 2\,.\,7{,}5\,\frac{1}{1250}\right) = 3{,}86,$$

folglich

$$n_2 = 3{,}86\,.\,200 = 772.$$

Bei Nichtberücksichtigung der Riemenstärke würde sein

$$n_2 = 200\,\frac{600}{150}\left(1 - 2\,.\,7{,}5\,\frac{1}{1250}\right) = 790,$$

und hätte man auch das Gleiten ausser Acht gelassen, so würde sich ergeben habe

$$n_2 = 200\,\frac{600}{150} = 800,$$

also um 28 Umgänge zu hoch.

Die Kraft, welche der gespannte Riemen während des Betriebs in Richtung der Centrale auf die Welle absetzt, kann nach Gl. 268, sofern $\mu = 0{,}25$ und $\alpha = 2{,}8$ gesetzt wird, zu

$$2\,S_0' = 3\,P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

angenommen werden. Diese Kraft $3\,P$ beansprucht die Welle auf Biegung, und erzeugt Zapfenreibung. Um sicher zu gehen, wird dieser Werth bei Festigkeitsrechnungen oder bei Ermittlung der zu erwartenden Durchbiegung der Welle noch zu erhöhen sein, namentlich mit Rücksicht darauf, dass der frisch aufgelegte Riemen weit stärker gespannt zu werden pflegt, als zur Uebertragung der Kraft P erforderlich ist.

4. Konstruktion der Riemenscheiben.

Das Material derselben ist in der Regel Gusseisen. Für untergeordnete oder vorübergehende Zwecke findet wohl auch Holz Verwendung. Schmiedeiserne Riemenscheiben werden etwa seit zwei Jahrzehnten in den Handel gebracht, haben sich jedoch noch nicht der allgemeinen Verbreitung zu erfreuen, welche diesem Zeitraume entsprechen würde.

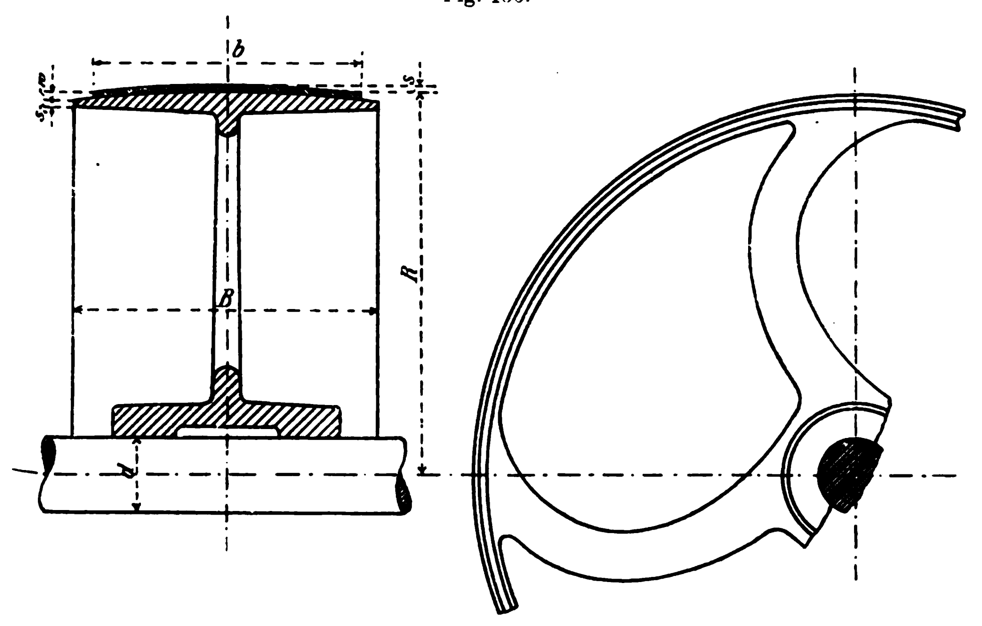
Das Nachstehende bezieht sich, wenn nicht ein anderes Material genannt ist, auf Scheiben aus Gusseisen.

In Bezug auf den Schutz gegen Unfälle gilt das für die Räder S. 207 und 208 Angegebene.

Die Breite B des Scheibenkranzes, Fig. 156, kann gewählt werden für gerade und ruhig laufende Riemen

$$B = 1{,}1\, b + 1^{\text{cm}} \quad \dots\dots\dots \quad 303$$

Fig. 156.



Geschränkte Riemen und solche, welche unruhig laufen, müssen etwas breitere Scheiben erhalten. Bezüglich der Ersteren ist auf S. 245 und 246 zu verweisen.

Für die Randstärke genügt

$$s_1 = \frac{R}{100} + 0{,}3^{\text{cm}} \quad \dots\dots\dots \quad 304$$

Für die Wölbung w reicht aus

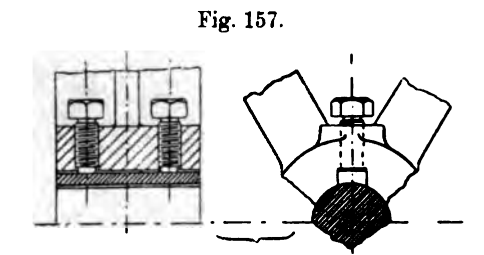
$$w = \frac{1}{4}\sqrt{B} \text{ bis } \frac{1}{3}\sqrt{B}, \quad \dots\dots\dots \quad 305$$

worin w und B in Millimeter.

Zweckmässigerweise sind nicht mit Wölbung zu versehen: allgemein die treibenden Scheiben (vergl. S. 248, oben) und insbesondere die Scheiben für geschränkte

Riemen (Fig. 150 und 151, S. 244, bezw. 246), sowie die Scheiben, auf denen Riemen verschoben werden muss, oder auf denen mehrere Riemen laufen (me fache Scheiben).

Fig. 157.



Die mit Keilen (S. 208 und 209) zu l festigenden Naben können dieselben Stärk wie sie für Räder angegeben worden si (S. 210), und eine Länge gleich B erhalt sofern diese dabei nicht kleiner als 1,2 d l 1,5 d ausfällt. Breite. Scheiben erhalten me kleinere Nabenlänge als B. Bei Doppelscheib genügt natürlich die halbe Breite, wenn di nicht weniger als $\frac{5}{4}\,d$ bis $\frac{7}{4}\,d$ ergiebt.

Die Befestigung der Naben erfolgt zuweilen auch durch Reibung prismen, welche mittelst Druckschrauben, Fig. 157, gegen die Welle gepre werden. Diese Verbindung ermöglicht bequemes Versetzen der Scheibe auf der Welle.

Fig. 158.

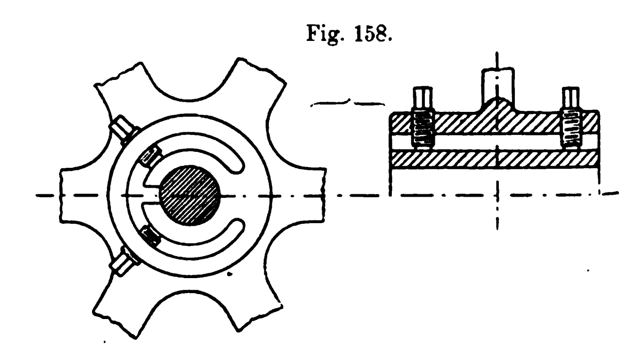
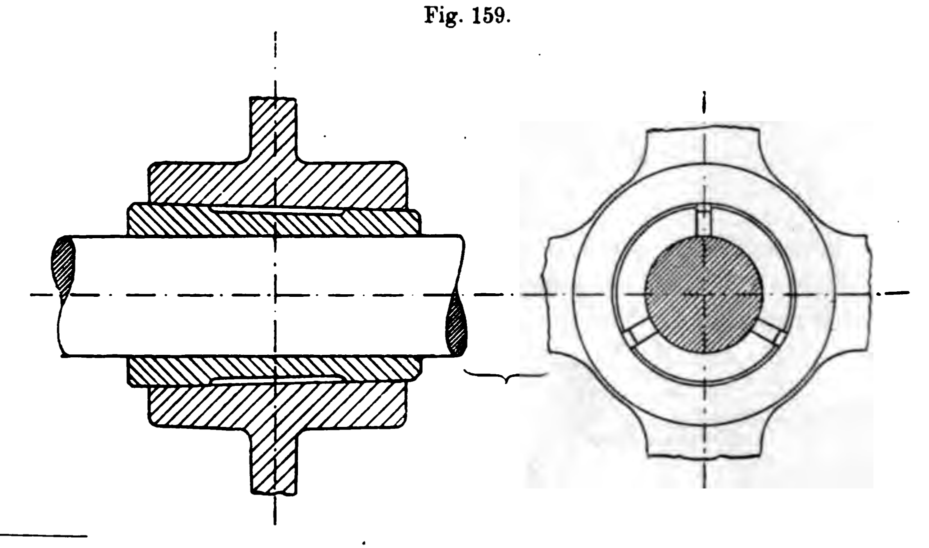


Fig. 158 zeigt eine gleiches Ziel verfolgende Konstruktion[1]).

Wird die Scheibe zweitheilig hergestellt, wie Taf. 9, Fig. 103, so kann die Befestigung bei nicht zu bedeutender Grösse des zu übertragenden Momentes durch Aufklemmen erfolgen (vergl. S. 258).

Besitzt die Welle Erhöhungen, welche eine grössere Bohrung der Nabe bedin

Fig. 159.



[1]) S. Radinger's Bericht über Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinig Staaten von Nordamerika. Wien 1878, S. 307.

als dem Durchmesser der Welle an der Befestigungsstelle entspricht, so kann die Verbindung mittelst Ringkeil (dreitheilig) bewerkstelligt werden, Fig. 159. Dieselbe gewährt ausserdem die gleichen Vortheile, welche die Befestigungsweisen nach Fig. 157 und 158 bieten.

Die Arme erhielten früher in der Regel eine geschwungene Form, um die Gussspannungen nach Möglichkeit unschädlich zu machen. In neuerer Zeit werden sie, namentlich von den Werkstätten, welche sich insonderheit mit der Erzeugung von Riemenscheiben beschäftigen, gerade hergestellt. Das erscheint auch vollständig zulässig selbst bei grösseren Scheiben, wenn der Kranz genügend schwach gehalten wird.

Der nach dem Kranze zu im Verhältnisse von etwa 5 : 4 sich verjüngende Querschnitt ist in der Regel eine Ellipse mit dem Achsenverhältniss 1 : 2 bis 1 : 2,5. Im Modell haben sich die Arme, über deren Anzahl i die Gleichung

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D}, \quad \dots\dots\dots\dots 306$$

worin D den Scheibendurchmesser in Millimeter bedeutet, einigen Anhalt bietet, zu einer Scheibe zu vereinigen, deren Durchmesser der grössten Nabe entsprechen muss, welche voraussichtlich für die in Frage stehende Riemenscheibe vorkommen kann.

Denken wir uns den Arm bis zur Wellenachse fortgesetzt und bezeichnet h_1 die grosse und b_1 die kleine Achse des Ellipsenquerschnittes, so folgt unter der Annahme, dass an der Kraftübertragung $\frac{i}{3}$ Arme Theil nehmen und unter der Voraussetzung, dass die Biegungsanstrengung, wie nachstehend in Rechnung gezogen, massgebend ist,

$$P R = k_b \frac{1}{10} b_1 h_1^2 \frac{i}{3},$$

woraus für

$$b_1 = 0,4\, h_1, \quad \dots\dots\dots\dots 307$$

$$R P = \frac{k_b}{75} h_1^3\, i,$$

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{75\, P R}{k_b\, i}} = \sqrt[3]{\frac{75\, k}{k_b\, i}\, b\, s\, R}.$$

Mit

$$k = 10, \qquad k_b = 300$$

wird

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{2,5}{i}\, b\, s\, R}. \quad \dots\dots\dots\dots 308$$

In dieser Gleichung ist mit Rücksicht auf Herstellung das Produkt $b\, s$ mindestens mit 3 (etwa $s = 0,4$ cm und $b = 7,5$ cm entsprechend) einzuführen.

Werkstätten, welche die Herstellung von Riemenscheiben als Sonderfach betreiben und zu Stückpreisen verkaufen, werden nach Massgabe der Gl. 308 bei gleichen Werthen von R verschiedene Armkreuze einführen, und zwar für gewisse Abstufungen der Breiten und Stärken der Riemen. Beispielsweise kann das für Scheiben von 1600 mm Durchmesser, welche 6 Arme erhalten, in folgender Weise durchgeführt werden.

1. Riemen von 5 mm Stärke.

a) Für Breiten bis 200 mm

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{2,5}{6} \cdot 20 \cdot 0,5 \cdot 80} = \backsim 7 \text{ cm},$$

$$b_1 = 0,4 \cdot 7 = 2,8 \text{ cm}.$$

b) Für Breiten über 200 mm bis 400 mm

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{2,5}{6} \cdot 40 \cdot 0,5 \cdot 80} = \backsim 8,8 \text{ cm},$$

$$b_1 = 0,4 \cdot 8,8 = 3,5 \text{ cm}.$$

2. Doppelriemen von rund 10 mm Stärke.

a) Für Breiten von 200 mm

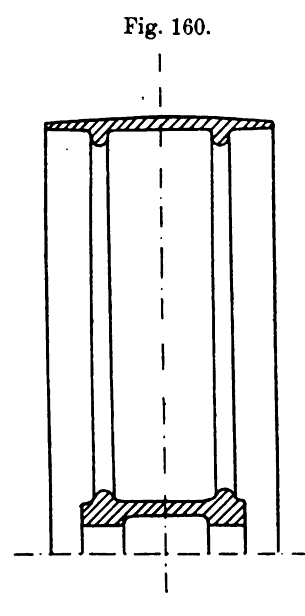
h_1 und b_1 wie unter 1 b.

b) Für Breiten über 200 mm bis 400 mm

$$h_1 = \sqrt{\frac{2,5}{6} \cdot 40 \cdot 1 \cdot 80} = 11 \text{ cm},$$

$$b_1 = 0,4 \cdot 11 = 4,4 \text{ cm}.$$

Fig. 160.



Der gleiche Zweck kann angestrebt werden durch Verwendung von zwei Armsystemen, sofern es sich um breitere Scheiben handelt, etwa von 300 mm Breite an, Fig. 160.

Andere Werkstätten suchen mit möglichst wenig Modellen auszukommen und werden deshalb in der Regel nur ein einziges Armkreuz für Scheiben von demselben Durchmesser haben. Dasselbe ist dann unter Zugrundelegung des grössten Werthes von *b s* zu konstruiren, für welchen das Modell hergestellt werden soll.

Um Scheiben von vergleichsweise geringem Gewichte zu erlangen, empfiehlt es sich, den Kranz möglichst schwach zu halten, die Armzahl reichlich zu wählen und bei breiteren Scheiben Doppelarmkreuze anzuordnen und so den schwachen Kranz entsprechend auszusteifen.

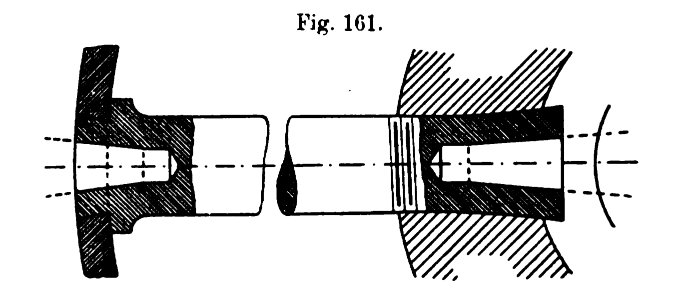
Getheilte Riemenscheiben werden aus denselben Gründen angeordnet, welche zu zweitheiligen Rädern führen: Rücksichten auf Fortschaffung, Aufstellung und Wiederabnehmen, sowie Rücksichten auf Gussspannungen, die hier bei sachgemässer Herstellung allerdings wesentlich geringer ausfallen als dort, sodass aus dem Ganzen gegossene Scheiben bis 3000 mm Durchmesser vorkommen. Die Scheibe kann in den Armen getheilt, die Berührungsflächen können bearbeitet werden, oder die Scheibe wird aus dem Ganzen gegossen und dann aufgesprengt, wie das bei den getheilten Rädern erörtert worden ist. Fig. 103, Taf. 9 zeigt eine derartige Scheibe. Die Befestigung derselben auf der Welle ist hier dadurch bewerkstelligt zu denken, dass die Nabe bei geringer Offenhaltung der Trennfuge ausgebohrt und dann durch Anziehen der Verbindungsschrauben auf der Welle festgeklemmt wurde.

von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesell-
ı Dessau herrührende und entschieden kräftigere Konstruktion zeigt
Taf. 9. Wie ersichtlich ist die Scheibe gesprengt und durch Schrauben-
)unden.
enscheiben von 5000 mm und mehr Durchmesser kommen nur selten vor;
in ähnlicher Weise wie grosse Räder aus einzelnen Theilen zusammen-

Riemenscheiben müssen genau rund laufen und während des
: frei von Schleuderkräften sein. Diese Forderung wird um so be-
ller, je grösser die Geschwindigkeit ist.
:echt oder schräg liegende Scheiben erhalten einen Rand nach Fig. 105,
Im Betriebe soll der Riemen nicht gegen denselben laufen.

ıiedeiserne Riemenscheiben werden zweitheilig hergestellt, die Arme ent-
ie Nabe (Gusseisen, Stahlguss) eingegossen, wie dies z. B. die Fig. 116,
igt, eingeschraubt, oder auch in die erwärmte Nabe gut (cylindrisch oder
ıssend eingesetzt und mit dem Kranz durch Vernieten befestigt, wie dies
Taf. 10 erkennen lässt.
sel (D. R.-P. Nr. 3120) bohrt die Speichen von beiden Enden in ihrer
se an und dornt sie dann auf, wie das Fig. 161 darstellt. Die Betriebs-
dieser technisch be-
rthen Befestigungs-
eint nicht über allen
ıaben.

Fig. 161.



Verbindung der bei-
ıälften geschieht mit-
ıiedeiserner Laschen
s diese innen an die
hälfte angenietet, mit
·n durch Schrauben,
fe versenkt sind, befestigt werden. Dann wird die Nabe ausgebohrt
Kranz abgedreht. Je nach der Grösse erhalten die Scheiben 1 bis
ıze.
ıtung verdient noch die Konstruktion der Los- oder Leerscheiben. Die
rochenen Riemenscheiben waren fest mit ihrer Welle verbunden, sogenannte
ben. Um zeitweilig die Uebertragung der Bewegung nach der getriebenen
:rbrechen zu können, wird eine auf der Letzteren drehbare Scheibe an-
ıuf welche der Riemen geleitet wird, soll die Unterbrechung eintreten. Es
diese Scheibe lose auf ihrer Welle, daher Losscheibe. Um das baldige
derselben zu verhindern, soll sie möglichst lange Nabe (zweimal Durch-
Welle und mehr) besitzen. Ist diese Bedingung erfüllt, so bedarf es des
ıs mit Rothguss nicht. Fig. 107 und 108, Taf. 10 zeigen die Konstruk-
Losscheiben. Schutz gegen Bewegung in achsialer Richtung und die
t, die Laufflächen bequem schmieren zu können, muss geboten sein. Der
:il der Fig. 107 stellt die zugehörige Doppelscheibe dar. Zu verschieben
flaufende Riemenstück.

Bei den Einrichtungen Fig. 107 und 108 tritt der Nachtheil ein, dass die Welle durch die Drehung der Losscheibe abgenützt wird. Dies lässt sich vermeiden durch Anordnung einer Büchse, welche die Welle mit etwas Spielraum umschliesst und auf der die Losscheibe sich dreht. Eine solche für die Uebertragung nicht zu grosser Kräfte geeignete Einrichtung ist in Fig. 109, Taf. 11 in ausgerücktem Zustande dargestellt. Ein Hängebock enthält an seinem unteren Ende die Laufbüchse für die Losscheibe, auf welcher sich der während des Ausgerücktseins ruhende, also auch geschonte Riemen befindet. Da Einrücken mit ruhendem Riemen auf ruhenden Scheiben unmöglich ist, so muss behufs Inbetriebsetzung zunächst die Losscheibe in Bewegung gesetzt werden, was durch Anpressen derselben an die laufende Festscheibe geschieht; infolge der hierdurch entstehenden Reibung wird die erstere Scheibe mitgenommen, worauf alsdann der Riemen mittelst Gabel nach der Festscheibe zu schieben ist. Die Vorrichtung zum Anpressen der Losscheibe und die Einrichtung zur Verschiebung des Riemens können vereinigt werden. Bei der Ersteren empfiehlt es sich, nicht bloss zwei Gleitstücke *a a* in der Umfangsnuthe *b* der Losscheibennabe anzuordnen, wie in Fig. 109, rechts, angenommen, sondern einen aus zwei Hälften zusammengeschraubten Ring *c c*, wie in Fig. 109, oben, gezeichnet ist. Die Abnützung der Gleitstücke pflegt infolge der erheblichen Pressung, welche sich bei der Kleinheit der Anlagefläche auf die Einheit derselben ergiebt und der Schwierigkeit, die Gleitflächen geschmiert zu erhalten, eine recht bedeutende zu sein.

Die besprochene Konstruktion hat zur Voraussetzung, dass der bei der Inbetriebsetzung anfänglich zu überwindende Widerstand nicht grösser ist, als der durch das Anpressen erzielbaren Reibung entspricht.

Handelt es sich nicht um eine treibende Welle, wie im Falle der Fig. 109, sondern um eine getriebene, wobei der Riemen ein fortgesetzt laufender ist, so bedarf es der Anpressungsvorrichtung nicht; die Einrichtung kann alsdann nach Massgabe der Fig. 110, Taf. 9 getroffen werden.

In einfacher, den Riemen jedoch nicht schonender Weise lässt sich die Ausrückung noch durch Spannrollen ausführen, wie das aus der Betrachtung der Fig. 138, S. 232 ohne Weiteres erkannt werden kann.

Den Leitrollenachsen pflegt man in neuerer Zeit besondere, verstellbare Träger zu geben. Fig. 111, Taf. 10 zeigt eine derartige Konstruktion der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft zu Dessau (D. R.-P. Nr. 21 662). Dieselbe gestattet die Lage der Rollenachse innerhalb des Kegels *m k n* zu ändern durch Verstellung derselben in dem Schlitz der unten mit Riffeln versehenen Scheibe und durch Drehung dieser Scheibe.

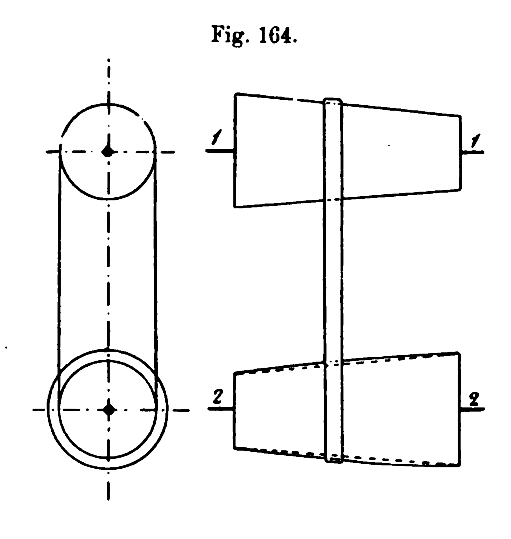
Behufs Schonung des Riemens ist es räthlich, die Durchmesser der Rollen so gross als möglich zu machen — in der Regel sind sie viel zu klein — und von einer Wölbung ihrer Oberfläche abzusehen, sowie nach Thunlichkeit zu vermeiden, dass der Riemen abwechselnd nach der einen und nach der anderen Seite gebogen wird [1]). Liegt Zwang vor, hiergegen zu verstossen, so ist auf möglichste Geringhaltung der Spannung des Riemens Bedacht zu nehmen.

[1]) Anordnungen bei Riemen- oder Seilbetrieb, welche hiergegen verstossen, müssen sich immer durch entsprechende Verkürzung der Lebensdauer des Riemens oder Seiles unangenehm auszeichnen. Ein altes, warnendes Beispiel in dieser Richtung liefert bei Fördermaschinen die

Hinsichtlich der richtigen Lage der Leitrollen ist unter Umständen das S. 242 u. f. Gesagte, die Anordnung der Scheiben bei halb geschränkten Riemen betreffend, zu beachten.

Fig. 112, Taf. 11 giebt einen Deckenriemenleiter mit zwei Leitrollen und Fig. 113, Taf. 10 eine Wechsel- oder Wanderrolle der oben genannten Firma wieder. Letztere Rolle erscheint da am Platze, wo der Riemen während des Betriebes zeitlich zu verschieben ist, wie dies z. B. bei Benützung von Fest- und Losscheiben zutrifft. In solchen Fällen sollte die Rolle mit dem Riemen seitlich wandern, statt auf einer breiten Scheibe rasch verschoben zu werden.

Fig. 164.

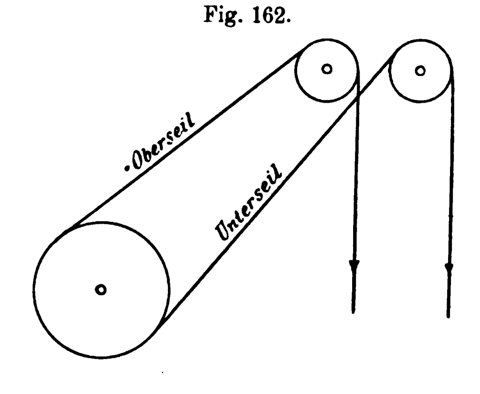


Um bei konstanter Geschwindigkeit der treibenden Welle für die getriebene eine veränderliche Umdrehungszahl zu erzielen, kann die Scheibe der treibenden Welle *11*, Fig. 164, eine Kegeloberfläche erhalten, während auf der getriebenen Welle *22* ein umgekehrt liegender Kegel aufzusetzen ist: Kegeltrieb. Je nach der Lage, die der Riemen hierbei einnimmt, wird das Uebersetzungsverhältniss ein anderes sein. Der Riemen muss natürlich in der gewünschten Lage dadurch gehalten werden, dass die auflaufenden Riemen geführt werden. Damit derselbe hierbei nicht zu stark leidet, soll die Steigung des Kegels nicht mehr als etwa 1 : 10 betragen [1]).

---

erheblich kürzere Lebensdauer des Unterseiles gegenüber dem Oberseil, Fig. 162. Welche Verkürzung der Dauer bei einem Seile eintreten muss, welches dem in neuerer Zeit vorgeschlagenen Kreisseilbetrieb z. B. für Getreidemühlen nach Massgabe der Fig. 163 dienen soll (Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., S. 840, Fig. 926 daselbst), wobei das Seil fortgesetzt abwechselnd nach der einen und nach der anderen Richtung gebogen wird, bedarf hiernach keiner weiteren Erörterung.

Fig. 162.

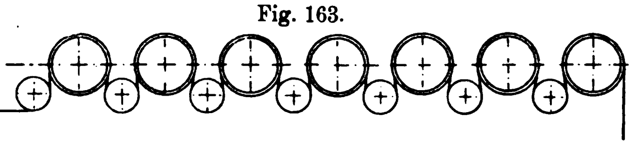


[1]) Eine übliche Verwendung des Kegeltriebes bringt beispielsweise die werthvolle Abhandlung Pfarr's über „Regulirung und Regulator", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 897.

Auch zum Betriebe von Papiermaschinen, wobei es sich um die Uebertragung erheblicher Mengen mechanischer Arbeit zu handeln pflegt, finden Kegeltriebe nicht selten Verwendung.

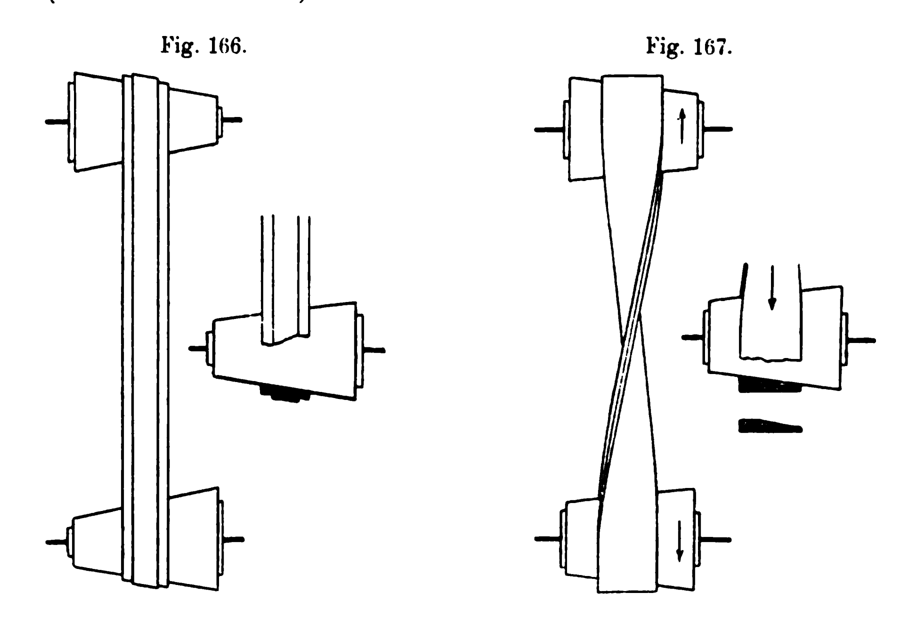
In eigenartiger, von Evans herrührender Anordnung sieht man diesen Antrieb nicht selten in Nordamerika. Fig. 167a lässt dieselbe deutlich erkennen: zwischen den beiden Kegeln, welche gegen einander gepresst werden, liegt ein geschlossener, gleichmässig dicker, an der Verbindungsstelle geleimter Riemen. Die treibende Trommel nimmt die getriebene mit und ertheilt dieser eine Umdrehungszahl, welche von der Stelle abhängt, an der sich der Riemenring befindet. Durch

Fig. 163.



Soll bei derartigem Betriebe der Riemen befriedigend arbeiten, so muss seine Spannung behufs Wahrung der Elasticität nach Thunlichkeit niedrig gehalten werden. **Gehrckens** empfiehlt die Verwendung verstärkter Riemen nach Massgabe der Fig. 166 und 167 (D. R.-P. Nr. 24382).

Fig. 166. Fig. 167.



Hierher gehören auch die sogenannten **Expansionsriemenscheiben**, wie man sie z. B. bei den Papiermaschinen findet. Der Kranz besteht aus Segmenten, deren Arme in radialer Richtung verstellt werden können [1]).

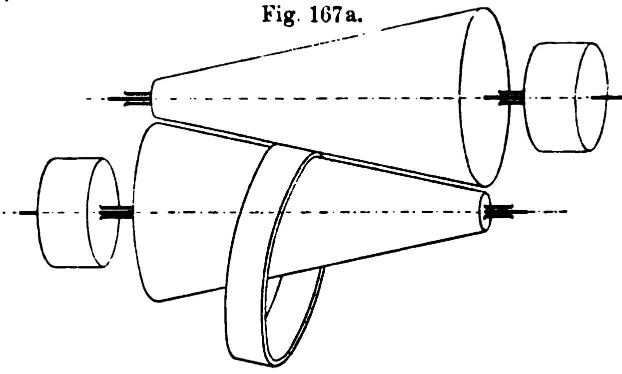
Fig. 165.

Meist wird auf die stetige Veränderlichkeit des Uebersetzungsverhältnisses kein so bedeutender Werth gelegt. Dann findet eine sprungweise Uebersetzung statt, indem an Stelle der Kegel **Stufenscheiben** treten, wie in Fig. 165 dargestellt ist.

Soll der Riemen in jeder Lage, Fig. 164, oder auf jeder Stufenbahn, Fig. 165, dieselbe Spannung haben, so muss die Länge L des Riemens, d. h. $\overline{ab} + \widehat{bec} + \overline{cd} + \widehat{dfa}$, Fig. 135, S. 230, die gleiche Grösse besitzen.

Verschieben des Letzteren lässt sich die Umdrehungszahl innerhalb weiter Grenzen ändern. Verfasser fand in Amerika derartige Kegeltriebe bei bedeutender Umgangszahl bis zur Uebertragung von 40 Pferdestärken, angewendet bei 1680 mm Trommellänge, 560/840 mm Trommeldurchmesser, etwa 150 mm Breite des Lederringes. Die Dauer des Riemens wurde zu durchschnittlich drei Monaten angegeben.

Fig. 167a.



[1]) Derartige Konstruktionen hat Verfasser besprochen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 145 u. f.

Für **offene** Riemen ist

$$L = (\pi + 2\,\beta)\, r_1 + 2\, e \cos \beta + (\pi - 2\,\beta)\, r_2,$$

$$\sin \beta = \frac{r_1 - r_2}{e}.$$

Somit

$$L = \pi\,(r_1 + r_2) + 2\,\beta\,(r_1 - r_2) + 2\, e \sqrt{1 - \left(\frac{r_1 - r_2}{e}\right)^2}, \quad . \; . \quad 309$$

worin

$$\beta = \text{arc} \sin \frac{r_1 - r_2}{e}.$$

Für **gekreuzte** Riemen ist

$$L = (\pi + 2\,\beta)\, r_1 + 2\, e \cos \beta + (\pi + 2\,\beta)\, r_2,$$

$$\sin \beta = \frac{r_1 + r_2}{e},$$

folglich

$$L = \pi\,(r_1 + r_2) + 2\,\beta\,(r_1 + r_2) + 2\, e \sqrt{1 - \left(\frac{r_1 + r_2}{e}\right)^2}, \quad . \; . \quad 310$$

worin

$$\beta = \text{arc} \sin \frac{r_1 + r_2}{e}.$$

Soll nun L für ein anderes zusammengehöriges Halbmesserpaar, etwa $R_1\, R_2$ denselben Werth besitzen, so genügt für **gekreuzte** Riemen die Erfüllung der Bedingung

$$R_1 + R_2 = r_1 + r_2,$$

d. h. die Summe der zusammengehörigen Halbmesserpaare muss konstant sein. Hiernach erhält im Falle des **Kegeltriebes** (Betriebes durch konische Trommeln, Fig. 164) auch die untere Scheibe eine Kegelfläche, deren Erzeugende denselben Winkel mit der Achse einschliesst, wie die Erzeugende des oberen Kegels (gestrichelt angegeben).

Für **offene** Riemen muss sein:

$$L = \pi\,(r_1 + r_2) + 2\,(r_1 - r_2) \text{ arc} \sin \frac{r_1 - r_2}{e} + 2\, e \sqrt{1 - \left(\frac{r_1 - r_2}{e}\right)^2}$$

$$= \pi\,(R_1 + R_2) + 2\,(R_1 - R_2) \text{ arc} \sin \frac{R_1 - R_2}{e} + 2\, e \sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2}.$$

Ist das Uebersetzungsverhältniss

$$\varphi = \frac{R_1}{R_2}$$

gegeben, so folgt

$$\frac{L}{R_2} = \pi\,(\varphi + 1) + 2\,(\varphi - 1) \text{ arc} \sin \frac{\varphi - 1}{\frac{e}{R_2}} + \frac{2\, e}{R_2} \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi - 1}{\frac{e}{R_2}}\right)^2}, \quad 311$$

woraus die Unbekannte R_2 bestimmt werden kann. Der transcendenten Beschaffenheit dieser Gleichung wegen ist probeweise Ermittelung am Platze[1]).

Hiernach kann — streng genommen — die untere Kegeltrommel, Fig. 164, für offenen Riemenbetrieb als Meridianlinie keine Gerade erhalten, sofern die obere nach einer Kegelfläche geformt ist. Ebenso kann das zusammengehörige Stufenscheibenpaar im Allgemeinen nicht gleich ausfallen.

Bei Achsenentfernungen, für welche $\frac{R_1 - R_2}{e}$ so klein wird, dass gesetzt werden darf

$$\arc \sin \frac{R_1 - R_2}{e} = \infty \frac{R_1 - R_2}{e},$$

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2} = \infty\, 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2$$

ergiebt sich aus Gl. 311

$$R_2^2 (\varphi - 1)^2 + \pi (\varphi + 1)\, e R_2 + 2 e^2 = e L, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 312$$

woraus R_2 bestimmt werden kann.

Für verhältnissmässig grosse Achsenentfernung genügt $R_1 + R_2 = r_1 + r_2$.

Uebrigens darf nicht übersehen werden, dass $\varphi = R_1 : R_2$ nicht das thatsächliche Uebersetzungsverhältniss giebt (vergl. S. 236 u. f.).

Fig. 114, Taf. 10 stellt einen Riemenspanner dar, dessen man sich beim Verbinden der Riemenenden bedient.

5. Rechnungsbeispiele.

1. Von einer Transmissionswelle, welche 80 Umdrehungen in der Minute macht, sind 10 Pferdestärken auf eine zweite Welle, welche 120 Umläufe vollführt, zu übertragen.

Den Durchmesser der getriebenen Scheibe zu 800 ^{mm} angenommen, ergiebt sich mit Rücksicht darauf, dass nach S. 253 ein Riemen von 1 ^{qcm} Querschnitt bei $n = 100$ und $D = 1^{m}$ $\frac{3}{4}$ Pferdekraft überträgt, der erforderliche Riemenquerschnitt

$$f = b\, s = \frac{10}{\frac{3}{4}} \cdot \frac{100}{120} \cdot \frac{1}{0{,}8} = 13{,}9^{\,qcm},$$

---

[1]) Kohn, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886. S. 1004, gelangt zu

$$L = (r_1 + r_2)\,\pi + 2e + \frac{r_1^2 - r_2^2}{e} = (R_1 + R_2)\,\pi + 2e + \frac{R_1^2 - R_2^2}{e}$$

und erhält, sofern gesetzt wird

$$\frac{(r_1 - r_2)^2}{\pi e} = m \quad \text{und} \quad \frac{(R_1 - R_2)^2}{\pi e} = n,$$

$$R_1 = \frac{r_1 + r_2 + m - n}{1 + \varphi}\,\varphi \quad \text{und} \quad R_2 = \frac{r_1 + r_2 + m - n}{1 + \varphi}.$$

prechend einer Breite

$$b = \frac{13,9}{0,45} = 31^{\text{ cm}} \text{ bei } s = 4,5^{\text{ mm}},$$

$$b = \frac{13,9}{0,6} = 23^{\text{ cm}} \text{ bei } s = 6^{\text{ mm}}.$$

Der Durchmesser der treibenden Scheibe werde mit Rücksicht auf den Einfluss, hen der Geschwindigkeitsverlust durch Gleiten und die Riemenstärke auf das ersetzungsverhältniss äussern, gewählt

$$D = 800 \frac{120}{80} 1,02 = 1224^{\text{ mm}}.$$

2. Ein Hüttenwerk besitzt zwei Riemen mit sehr grosser Geschwindigkeit im iebe und zwar ist

a) für den Riemen *1*, Fig. 168,

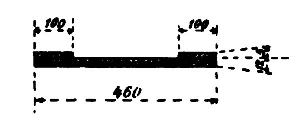
e = Achsenabstand der Scheiben = 5300 ^{mm},

D = Scheibendurchmesser = 5480 ^{mm} (gleichzeitig Schwungrad) und 2135 ^{mm},

v = Riemengeschwindigkeit in der Minute = 1700 ^{m},

N = Anzahl der übertragenen Pferdestärken = 200;

Fig. 168.



b) für den Riemen *2*, welcher sich von dem ersten nur dadurch unterscheidet, seine Breite 360 ^{mm} statt 460 ^{mm} beträgt,

$e = 5300^{\text{ mm}}$,

$D = 2530^{\text{ mm}}$ und $1600^{\text{ mm}}$,

$v = 1900^{\text{ m}}$ in der Minute,

$N = 170$.

Nach Mittheilung des Werkes liefen die Riemen zu voller Zufriedenheit desen.

Die gleichen Grössen für die beiden Riemen seien durch Fusszeichen untereden, sodass das Zeichen *1* für den Riemen *1*, das Zeichen *2* für den Riemen *2* gilt.

Der in Fig. 135, S. 230 mit β bezeichnete Winkel ist bestimmt durch

$$\sin \beta_1 = \frac{2740 - 1067}{5300} = 0,316,$$

$$\beta_1 = 0,322,$$

glich der Umschlingungswinkel

$$\omega_1 = \pi - 2 \,.\, 0,322 = 2,497,$$

ofür mit Rücksicht auf das Schlagen des Riemens nur etwa 2,4 gerechnet erden darf.

Die zu übertragende Kraft P beträgt

$$P_1 = \frac{200 \,.\, 75}{\frac{1700}{60}} = \backsim 530^{\text{ kg}}.$$

Der Riemenquerschnitt mit Einrechnung der seitlichen Streifen

$$f = 46 \,.\, 1,2 + 20 \,.\, 0,5 = 65,2^{\text{ qcm}},$$

lich der durch $P = k f$ (Gl. 270) bestimmte Koeffizient k

$$k = 530 : 65,2 = 8,1^{\text{ kg}}$$

und mit $q = 0{,}11$ für den genähten doppelten Riemen und $\mu = 0{,}25$ nach Gl.

$$\left(\sigma_z - 0{,}11 \frac{\left(\frac{1700}{60}\right)^2}{9{,}81}\right) \frac{e^{2{,}4\,.\,0{,}25} - 1}{e^{2{,}4\,.\,0{,}25}} = 8{,}1,$$

woraus

$$\sigma_z = 18 + 9 = 27^{\text{kg}}.$$

Für den zweiten Riemen gilt

$$\sin \beta_2 = \frac{1265 - 800}{5300} = 0{,}088,$$

$$\beta_2 = \backsim 0{,}088,$$

$$\omega_2 = \pi - 0{,}176 = 2{,}965,$$

wofür mit Rücksicht auf das Schlagen des Riemens nur 2,9 in Rechnung ge werden soll.

$$P_2 = \frac{170\,.\,75}{\frac{1900}{60}} = 403^{\text{kg}}.$$

Der Riemenquerschnitt ist

$$36\,.\,1{,}2 + 20\,.\,0{,}5 = 53{,}2^{\text{qcm}},$$

somit

$$k = 403 : 53{,}2 = 7{,}6,$$

$$\left(\sigma_z - 0{,}11 \frac{\left(\frac{1900}{60}\right)^2}{9{,}81}\right) \frac{e^{2{,}9\,.\,0{,}25} - 1}{e^{2{,}9\,.\,0{,}25}} = 7{,}6,$$

$$\sigma_z = 14{,}7 + 11{,}3 = 26^{\text{kg}}.$$

Diese beiden Beispiele zeigen den ganz bedeutenden Einfluss der Centrifu kraft auf die Beanspruchung des Riemens bei so grossen Geschwindigkeiten, wie hier vorhanden sind.

3. Zum Betriebe eines Bundgatters sind erforderlich 17 Pferdestärken. Umgangszahl der Gatterwelle beträgt 170.

Wir wählen den Durchmesser der Scheibe 1500 mm.

Mit Rücksicht auf die S. 251 bezüglich der Ungleichförmigkeit des Betrie gemachte Bemerkung entscheiden wir uns für $k = 7$, sodass ein Riemen von 1 Querschnitt bei 100 Umdrehungen und 1 m Scheibendurchmesser $\frac{3}{4} \cdot \frac{7}{10} =$ rund Pferdestärke überträgt. Dementsprechend wird der Querschnitt des Riemens

$$f = b\,s = \frac{17}{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{1{,}5} \cdot \frac{100}{170} = \frac{200}{15} = 13{,}33^{\text{qcm}}$$

und damit die Breite

$$b = \frac{13{,}33}{0{,}45} = 30^{\text{cm}} \text{ bei } s = 4{,}5^{\text{mm}},$$

$$b = \frac{13{,}33}{0{,}6} = 22^{\text{cm}} \text{ bei } s = 6^{\text{mm}}.$$

Die Riemengeschwindigkeit beträgt hier

$$\frac{\pi \,.\, 1{,}5 \,.\, 170}{60} = 13{,}35\ ^{m},$$

unter 15 ^{m}, wie es der gewählte Werth von k voraussetzt.

4. Auf der Welle einer Kreissäge, deren Blattdurchmesser 800 ^{mm} und deren gangszahl 1000 beträgt, soll die zum Betriebe erforderliche Scheibe angeordnet den.

Das Arbeitserforderniss zu 4 Pferdestärken, den Durchmesser der Riemenscheibe 130 ^{mm} und den Umschlingungswinkel mit Rücksicht auf das Schlagen des mens zu 2,2 angenommen, sodass nach S. 250 k mit $\frac{10 + 6{,}5}{2} = 8{,}25$ eingeführt den kann, welchen Werth wir jedoch mit Rücksicht auf die an der gleichen lle über kleine Scheiben gemachte Bemerkung auf 7,5 herabsetzen, folgt der hige Riemenquerschnitt aus

$$f = b\,s = \frac{4}{\frac{3}{4} \,.\, \frac{7{,}5}{10}} \,.\, \frac{1}{0{,}13}\,\frac{100}{1000} = 5{,}5\ ^{qcm}$$

die Breite b des Riemens unter Voraussetzung einer Stärke von 4,5 ^{mm}

$$b = \frac{5{,}5}{0{,}45} = 12\ ^{cm}.$$

Die Riemengeschwindigkeit liegt unter 15 ^{m}, also ist der angenommene Werth k issig.

IV. Der Seilbetrieb.

Bildet der Faden, welcher um die Rolle geschlungen wird, einen cylindrischen rper, so wird er **Seil** und die Rollen werden **Seilrollen** oder **Seilscheiben** nannt. Ist der Durchmesser des Seiles sehr klein, so bezeichnet man dasselbe ch als Schnur.

I. Treibseile.

Das Material dieser Seile ist meist Eisen oder Gussstahl, Hanf, Baumwolle. ementsprechend werden Draht-, Hanf- und Baumwoll-Treibseile unterschieden.

a. Drahtseile.

Das Drahtseil besteht in der Regel aus Litzen oder Strähnen, welche schrauben-mig um eine gemeinschaftliche Hanfseele so angeordnet sind, dass die Achse einer len Litze um gleichviel von der Achse des Seiles absteht. Jede Litze ist aus ähten zusammengesetzt, welche ebenfalls schraubenförmig um die ihr eigenthüm-he. gewöhnlich aus Hanf gefertigte Seele gelagert sind. Der Zweck dieser Zu-mmenstellung ist die Erzielung von Biegsamkeit und einer möglichst gleichen anspruchung aller Drähte. An Stelle der Hanfseelen treten zuweilen auch solche

aus Draht, der aus leicht ersichtlichen Gründen möglichst weich und daher au ausgeglüht sein muss, welch' letzteres bei den anderen Drähten nicht der Fall i Der grösseren Biegsamkeit der Seile wegen sind Hanfseelen vorzuziehen.

Bezüglich der gangbaren Abmessungen der Seile, ihrer Zusammensetzung u ihrer Gewichte sei auf die folgende Zusammenstellung verwiesen.

Triebwerks-Drahtseile

von Felten & Guilleaume in Mülheim am Rhein.

Seil-durchmesser	Bei normalem Durchmesser der Seilscheiben			Bei kleinem Durchmesser der Seilscheiben		
	Zahl der Drähte	Stärke der Drähte	Ungefähres Gewicht von 1 m Seil	Zahl der Drähte	Stärke der Drähte	Ungefähres Gewicht von 1 m Seil
mm		mm	kg		mm	kg
9	36	1,0	0,26	—	—	—
10	42	1,0	0,31	—	—	—
11	36	1,2	0,38	48	1,0	0,36
12	42	1,2	0,45	54	1,0	0,40
13	36	1,4	0,51	60	1,0	0,45
14	42	1,4	0,61	64	1,0	0,48
15	48	1,4	0,70	72	1,0	0,55
16	42	1,6	0,79	64	1,2	0,69
18	48	1,6	0,91	72	1,2	0,79
20	48	1,8	1,15	80	1,2	0,88
22	54	1,8	1,30	80	1,4	1,17
24	60	1,8	1,46	88	1,4	1,33
26	60	2,0	1,80	80	1,6	1,56
28	66	2,0	2,00	88	1,6	1,73
30	72	2,0	2,20	80	1,8	1,98
32	—	—	—	88	1,8	2,19
34	—	—	—	96	1,8	2,41
37	—	—	—	96	2,0	2,97

Die Seile werden geliefert unter Verwendung von Draht aus schwedischem Holzkohleneisen und aus Gussstahl (verzinkt und unverzinkt; Felten & Guilleaume empfehlen des Rostens wegen die Benützung von verzinkten Gussstahldrähten). Der Preis der Seile aus unverzinktem Gussstahldraht stellt sich z. Z. um rund 30 bis 50 % höher als derjenige der Eisendrahtseile. Bei Verwendung von verzinkten Gussstahldrähten erhöhen sich diese Zahlen auf 50 bis 90 %.

Ausser den Seilen der vorstehenden Zusammenstellung liefert die genannte Firma auch noch Triebwerksdrahtseile, deren Litzen eine Hanfseele nicht besitzen und die infolgedessen weniger biegsam sind, sich aber andererseits weniger stark dehnen. Sie fordern naturgemäss grosse Durchmesser der Scheiben und erscheinen nur bei grosser Achsenentfernung der Letzteren am Platze.

Bei der Verbindung der Seilenden werden dieselben aufgeflochten und die Hanfseelen abgeschnitten. Durch wechselseitiges Ineinanderstecken der gelösten Litzen und

Verflechten lässt sich die Verbindung so herstellen, dass das Seil gleichmässig stark bleibt. Für das Verspleissen der Seilenden sind etwa 3^m Seil erforderlich.

Im Betrieb ist das Drahtseil derart zu schmieren, dass die Fettigkeit auch in das Innere dringt. Gekochtes Leinöl eignet sich gut als Schmiermaterial.

Die Dauer eines Seiles bei sachgemäss angeordnetem Betriebe beträgt etwa 2 bis 3 Jahre.

b. Hanfseile.

Nach Fig. 169, welche den Querschnitt eines Hanfseiles von 50^{mm} äusserem Durchmesser wiedergiebt, besteht dasselbe aus 3 Litzen, deren jede aus einer grösseren Anzahl schraubenförmig gewundener Hanffäden zusammengesetzt wird. Als Rohmaterial findet italienischer Hanf, badischer Schleisshanf, Manilahanf, wohl auch Jute Verwendung. Die Seile aus badischem Hanf pflegen geschmeidiger und weniger steif zu sein, als diejenigen aus Manilahanf.

Fig. 169.

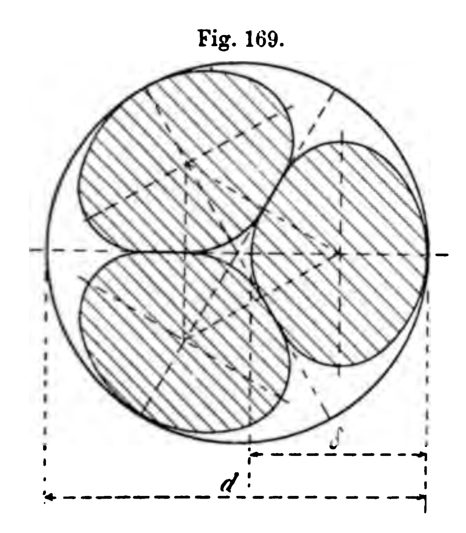
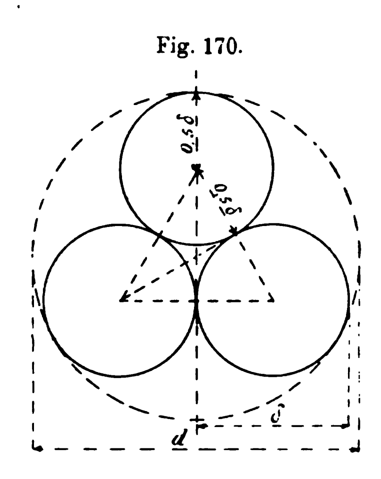


Fig. 170.



Der Querschnitt der Litzen ist — abgesehen von der geringen Abflachung da, wo sich die Litzen gegen einander pressen — kreisförmig vom Durchmesser δ, erscheint jedoch infolge der Neigung der Litzenachsen, welche Schraubenlinien bilden, durch eine an den Berührungsstellen etwas flachgedrückte Ellipse begrenzt, deren grosse Achse bei neuen Seilen etwa $\frac{5}{4}\,\delta$ ist, während die kleine Halbachse gleich δ angenommen werden darf. Würden die Litzenachsen parallel der Seilachse laufen, so ergäbe sich der Seildurchmesser d aus der Litzenstärke δ nach Massgabe der Fig. 170, da

$$\frac{d}{2} = \frac{\delta}{2} + \frac{\delta}{2}\,\frac{1}{\cos 30^0},$$

zu

$$d = 2{,}15\,\delta$$

unter der Voraussetzung, dass ein Plattdrücken im Innern des Seiles nicht eintritt. Infolge der Neigung der Litzenachsen und wegen des Flachdrückens an den Be-

rührungsstellen weicht das thatsächliche Verhältniss zwischen d und δ von 2,15 etwas ab. Messungen des Verfassers an neuen Seilen ergaben durchschnittlich

$$d = 2{,}2\ \delta,$$

sodass der Querschnitt der Litzen $3 \frac{\pi}{4} \delta^2$ etwa nur

$$100 \frac{3 \frac{\pi}{4} \delta^2}{\frac{\pi}{4} d^2} = 100 \frac{3}{2{,}2^2} = 62\ ^0/_0$$

der Fläche $\frac{\pi}{4} d^2$ beträgt.

Die Ganghöhe der Litzenschraubenlinien ist verschieden und beträgt im Mittel ungefähr 5 δ.

Die gangbaren Abmessungen und Gewichte ergeben sich aus folgender Zusammenstellung (Felten & Guilleaume in Köln a./Rhein).

Treib-Hanfseile.

Seildurchmesser in mm	25	30	35	40	45	50	55
Gewicht eines Meters in kg							
badischer Schleisshanf	0,54	0,75	0,96	1,22	1,48	1,75	2,10
hellster Manilahanf	0,48	0,61	0,78	1,03	1,29	1,60	1,62

Zur Verbindung der Seilenden werden etwa 3^m erforderlich. Dauer der Seile bei sachgemässer Anordnung des Betriebes und entsprechender Behandlung, wozu insbesondere auch die Schmierung gehört, bis 6 Jahre und darüber. Zur Schmierung pflegen die Treibseilverfertiger besondere Seilschmieren zu liefern.

c. Baumwollseile.

Die bei den Hanfseilen genannte Firma liefert die Baumwollseile in folgenden Abmessungen.

Seildurchmesser in mm	25	30	35	40	45	48	50	55
Gewicht eines Meters in kg	0,48	0,73	0,87	1,08	1,295	1,455	1,68	1,905

Für den Antrieb von Laufkrahnen u. s. w. werden sie in Stärken von 16 bis 20^{mm} verwendet.

2. Die Anordnung des Betriebes.

a. Drahtseile.

Da der Drahtseilbetrieb ein solcher nach a, S. 232, ist, so wird nach dem Früheren eine geringste Achsenentfernung bedingt und in Anbetracht, dass der Inanspruchnahme des Seiles Grenzen gezogen sind und dass die Pfeilhöhe mit dem Quadrate der Entfernung, also sehr stark mit dieser wächst und grosse Seilsenkungen hohe Lagerung der Rollen verlangen (ganz abgesehen von den Anforderungen des Geländes, überhaupt der örtlichen Verhältnisse in dieser Beziehung), auch eine grösste Entfernung der Rollen bestimmt. Ist der Abstand der beiden Triebrollen bedeu

s **die Letztere,** so muss Unterstützung des Seiles durch Trag- oder Zwischen-
llen eintreten.

So zeigt Fig. 171 die Unterstützung
s **oberen** gezogenen Seiltheiles durch
e **Tragrolle** *a*. Von dem unteren ziehen-
n **Theile** ist angenommen, dass er
iner grösseren Spannung wegen keiner Zwischenrolle bedarf.

Fig. 171.

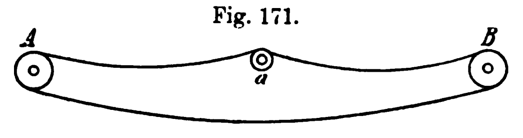
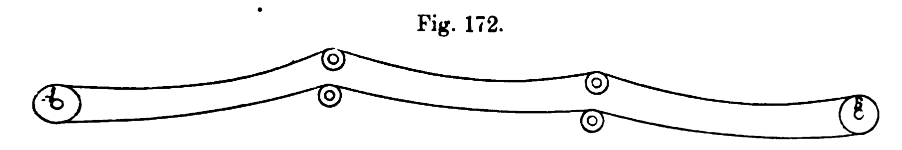


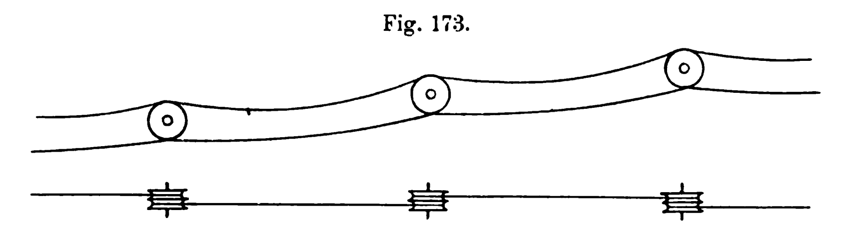
Fig. 172 giebt die Anordnung mit je 2 Tragrollen über einander und mit theil-

Fig. 172.



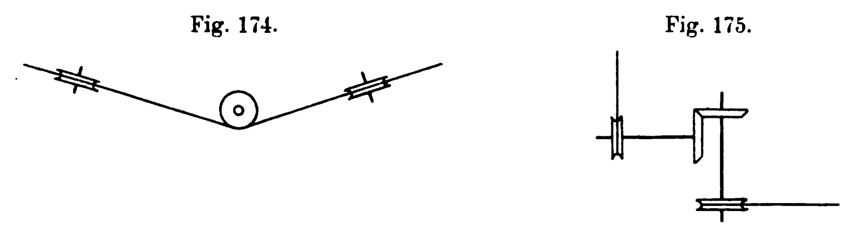
veise schiefem Betrieb. Nach Fig. 173 können behufs Ersparniss von Tragrollen weirillige Seilscheiben, Zwischenrollen, angeordnet werden.

Fig. 173.



Wechsel der Seilrichtung kann durch Leitrollen, Fig. 174, oder durch Einchaltung eines Kegelräderpaares, Fig. 175, bewerkstelligt werden.

Fig. 174. Fig. 175.



Die Entfernung der Tragrollen oder der Stationen beträgt etwa 80 bis 125^m.

Die geringste Entfernung der Seilscheibenachsen hat mindestens 16^m, wenn möglich nicht unter 20^m zu betragen. Nur geringe Kräfte lassen sich mit Rollen von verhältnissmässig grossem Durchmesser noch bei 13^m Entfernung übertragen. In solchen Fällen ist auf Geringhaltung der Seilspannung, sowie auf möglichste Elasticität des Seiles Bedacht zu nehmen, d. h. es ist ein Seil zu wählen, dessen Konstruktion demselben möglichst starke Federung in Richtung der Seilachse gestattet, soweit dies eben bei einem Drahtseil erreichbar wird. Nach Versuchen des Verfassers beträgt der Dehnungskoeffizient (der Federung) bei nicht zu starker Spannung des Treibseiles etwa $\frac{1}{700000}$, d. h. ungefähr ein Drittel desjenigen des Drahtmaterials [1]). Er ist

[1]) Wenn, wie es zu geschehen pflegt, der Dehnungskoeffizient des Drahtseiles gleich demjenigen eines geraden Drahtes gesetzt wird, so begeht man damit einen Fehler von rund 200 %.

übrigens veränderlich und zwar grösser bei geringer Seilspannung und kleiner bei höherer Spannung, ganz wie derjenige des Leders (S. 70 und 71); nur ist bei dem Drahtseil die Veränderlichkeit viel weniger bedeutend. Auch die Seilkonstruktion beeinflusst den Dehnungskoeffizienten.

Wie bei dem Riemenbetrieb unter 2 (Anordnung desselben) bereits erörtert worden ist, stellt die Veränderlichkeit der zu übertragenden Kraft Anforderungen an die Elasticität des Leders. Da beim Drahtseil von einer solchen in dem Masse, wie es bei Leder der Fall ist, nicht die Rede sein kann, so muss die Veränderlichkeit der Pfeilhöhe an deren Stelle treten, woraus folgt, dass der Abstand der Seilscheiben, welcher im Allgemeinen möglichst gross genommen werden soll, jedenfalls gross gewählt werden muss, wenn die erwähnte Kraft starken Aenderungen unterworfen ist.

Hierzu tritt noch der Einfluss der Längenänderung des Seiles infolge Temperaturwechsels. Auch diese Unterschiede auszugleichen ist vorzugsweise die Pfeilhöhe berufen.

Senkrechter oder nahezu senkrechter Betrieb ist wegen Mangels der Pfeilhöhe ohne bewegliche Spann- oder Leitrollen bei Verwendung der üblichen Drahtseile nicht zulässig.

Der Durchmesser der Seilrollen soll mindestens das 150fache der Seilstärke oder wenigstens das 150fache der Drahtdicke betragen. Nöthigen die Verhältnisse, mit dem Scheibendurchmesser unter dem ersteren Werthe zu bleiben, so hat man Ursache, ein Seil aus möglichst schwachem Draht mit verhältnissmässig kleinen Neigungswinkeln der Schraubenlinien, nach welchen Drähte und Litzen sich krümmen, zu verwenden.

Die Mittelebenen je zweier zusammengehörigen Scheiben müssen, abgesehen vom Leitrollenbetrieb, in eine Ebene fallen.

b. Hanfseile.

Die Arbeitsübertragung durch Hanfseile ist ein Betrieb zum Theil nach *a* und zum Theil nach *b*, S. 232. Infolgedessen sind thunlichst elastische Seile zu wählen, und soweit das in dieser Hinsicht Erzielbare nicht ausreicht, muss für genügende Pfeilhöhe des durchhängenden Seiles gesorgt werden. Bei dieser Sachlage wird für die Entfernung der Scheibenachsen ausser der naturgemäss vorhandenen oberen Grenze auch eine gewisse untere Grenze zu beachten sein. Diese beiden Grenzen hängen jeweils von den besonderen Verhältnissen ab, sodass sich allgemein giltige Werthe für dieselben nicht angeben lassen. In der Regel wird man nicht gern 6 bis 8^m unter- und 20 bis 25^m überschreiten. Ist man zu einer solchen Ueberschreitung gezwungen, so liegt Veranlassung vor, auf möglichste Elasticität der Seile sowie auf geringe Belastung derselben bedacht zu sein. Auf grössere Entfernung erfolgt, wenn nöthig, Theilung des Seiles, wie dies Fig. 173 für Drahtseile angiebt, oder Unterstützung durch Tragrollen.

Der Durchmesser der Seilscheiben soll mindestens das 30fache der Seildicke, wenn möglich, nicht weniger als das 40- bis 50fache dieser Stärke betragen. Bei Nöthigung zu kleinen Rollendurchmessern ist geringe Belastung der Seile anzustreben, ferner als Seilmaterial Hanf von grosser Geschmeidigkeit zu [illegible] 1 [illegible]
Schleisshanf dem Manilahanf vorzuziehen, und überdies [illegible]
des Seiles zu wählen, welche demselben eine grössere [illegible]

Nach Versuchen des Verfassers schwankt der in Betracht kommende Werth Dehnungskoeffizienten α (der Federung) für Hanfseile etwa zwischen

$\frac{1}{000}$ bis $\frac{1}{6000}$ bei Beziehung der Spannungen auf den Querschnitt der Litzen,

$\frac{1}{000}$ bis $\frac{1}{4000}$ bei Beziehung der Spannungen auf den Querschnitt des umschriebenen Kreises, wie üblich (vergl. S. 269).

ıimmt ab mit wachsender Spannung, ähnlich wie bei Leder (S. 70 und 71).

Senkrechter oder nahezu senkrechter Betrieb ist nicht unbedingt als unzulässig bezeichnen, namentlich dann nicht, wenn bei grösserem Achsenabstand ausreichend stische Seile zur Verwendung gelangen, jedoch nach Möglichkeit zu vermeiden.

Gegen Witterungseinflüsse ist das Hanfseil zu sichern, weil es sich bei Aufıme von Feuchtigkeit verkürzt, bei Austrocknung verlängert. Da sich dieselben ht vollständig beseitigen lassen, so ist die Anordnung reichlicher Pfeilhöhen räthı, welche gleichzeitig auch den von der Veränderlichkeit der Kraft herrührenden ıflüssen gegenüber Schutz gewähren.

In der Regel besitzt jede Seilrolle eine Anzahl von Rillen, sodass die Uebergung durch mehrere neben einander liegende Seile erfolgt. Die Rillen sind kegelmig gestaltet, sodass sich das Seil fester gegen die Scheibe anlegt, Fig. 176. itrollen tragen das Seil mit dem Grunde der Rille, da hier ein Festklemmen nicht thwendig ist, Fig. 177.

Fig. 176.

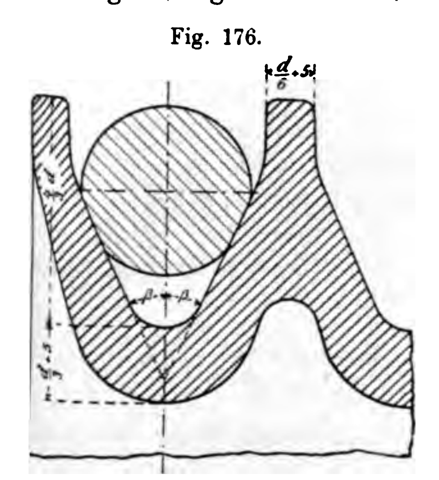
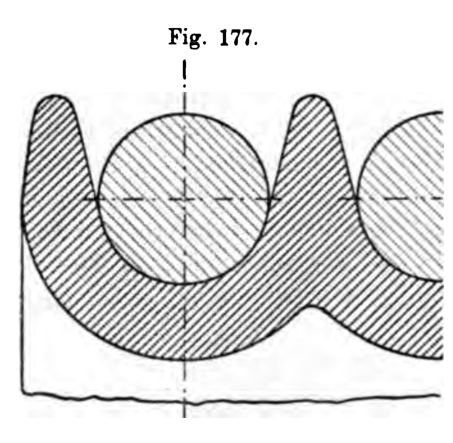


Fig. 177.



Die Mittelebenen je zweier zusammengehörigen Scheiben sollen, abgesehen vom itrollenbetrieb, in eine Ebene fallen. Doch giebt es auch Ausführungen, welche ırvon abweichen. Bei den dem Verfasser bekannt gewordenen Abweichungen lliessen die Scheibenachsen Winkel bis zu 6° 30′ mit einander ein. Diese Betriebe, bei nen es sich um die Uebertragung bis zu 600 Pferdestärken durch 45 mm starke Seile ndelt, arbeiten nach der erhaltenen Auskunft auch hinsichtlich der Dauer der Seile seit Jahren befriedigend.

c. Baumwollseile.

Die Uebertragung durch Baumwollseile ist ein Betrieb nach b, wie der ımenbetrieb, S. 232. Demnach gilt das für diesen Bemerkte sinngemäss auch für ı Baumwollseilbetrieb, wie auch zum Theil für den Hanfseilbetrieb.

Bei grosser Länge der Seile, wie das z. B. beim Betrieb von Laufkrahn Fall zu sein pflegt, muss durch Anordnung einer Spannrolle für die entsprecl Längenunterschiede Ausgleich geschaffen werden, ebenso muss Unterstützun Seiles eintreten.

Hinsichtlich der Durchmesser der Rollen gelten ähnliche Regeln, wie b Hanfseilen. Im Allgemeinen wird man bei der Geschmeidigkeit und grö Elasticität der Baumwollseile zu solchen namentlich dann greifen, wenn der F durchmesser oder der Achsenabstand klein gewählt werden muss[1]).

Bei Laufkrahnen werden die Seile durch Andrücken in Berührung mit de förmigen Rille der Treibrolle gebracht, wobei der umschlungene Bogen nur geringen Theil des Umfangs ausmacht, infolgedessen die Spannung S_1 verhä mässig gross oder P klein ausfallen muss.

Die Leitrollen können etwas kleiner sein und erhalten Rillen, in dene das Seil auf dem Grunde auflegt.

3. Berechnung der Seile.

a. Drahtseile.

Es bezeichne

d den Durchmesser des Seiles,

δ „ „ der einzelnen Drähte,

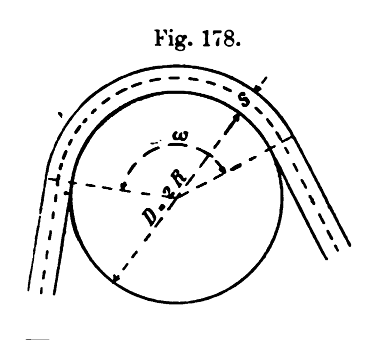
i deren Anzahl.

Die Beanspruchung der Drähte setzt sich zusammen aus der Anstrengung, rührend von der Spannung S_1 und aus der Anstrengung, welche dadurch hinz dass das Seil um die Scheibe geschlungen, also gebogen werden muss.

Die erstere Inanspruchnahme giebt mit der Genauigkeit, mit welcher gl mässige Vertheilung von S_1 über die Querschnitte sämmtlicher Drähte angenor werden darf, eine Normalspannung

$$\sigma_z = \frac{S_1}{i \frac{\pi}{4} \delta^2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

Fig. 178.



die Letztere pflegt in folgender Weise ermittel werden.

Man denkt sich einen Stab von der Stärke die Rolle vom Durchmesser D gebogen, wie Fig. angiebt. Unter der Voraussetzung, dass die (schnitte des Stabes während der Krümmung dess senkrecht zur gekrümmten Mittellinie stehen, erla

[1]) In der Fabrik von Petzold, Ehret & Pessler in Reichenbach i. V. überträgt d triebsdampfmaschine bei nur 3050 mm Achsenabstand, der noch überdies stark geneig 220 Pferdestärken durch 14 Stück 50 mm starke Baumwollseile von Felten & Guilles mit 14 m Seilgeschwindigkeit. Nach früherer Mittheilung der genannten Firma an den Verfass die Anlage seit reichlich 3 Jahren in Betrieb und hatte sich zur vollen Zufriedenheit bewährt Seile waren so gut wie nicht abgenützt.

hierbei die äussersten Fasern eine Länge $\omega\,(R + s)$, während sie vor der Biegung nur die Länge $\omega\left(R + \frac{s}{2}\right)$ besassen; sie erfahren also eine Verlängerung um

$$\omega\,(R + s) - \omega\left(R + \frac{s}{2}\right) = \omega\,\frac{s}{2},$$

entsprechend einer Dehnung

$$\frac{\omega\, s}{2\left(R + \frac{s}{2}\right)\omega} = \backsim \frac{s}{2\,R},$$

oder einer Spannung

$$\sigma_b = \frac{1}{\alpha}\,\frac{s}{2\,R} = \frac{1}{\alpha}\,\frac{s}{D}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 314$$

sofern α den Dehnungskoeffizienten bezeichnet.

Nach Massgabe dieser Rechnung zeigt sich in den Querschnitten, welche dem gekrümmten Stabe angehören, die in Fig. 179 nach der Linie $a\,b\,c$ dargestellte Spannungsvertheilung. Zu diesen Biegungsspannungen tritt die von S_1 herrührende Normalspannung σ_z, womit sich als Begrenzungslinie der Gesammtspannungen die Gerade $a_1\,b_1\,c_1$ und infolge dieser $\sigma_z + \sigma_b$ als Grösstwerth der Inanspruchnahme ergiebt; also

$$k_z \geqq \sigma_z + \sigma_b \quad \ldots \quad 315$$

Fig. 179.

Dass die Grundlage dieser Rechnung für den vorliegenden Fall nicht ganz zutreffend ist, erhellt schon aus folgender Erwägung. In dem durch den Umschlingungswinkel bestimmten Endquerschnitt $A\,B$ soll die Spannungsvertheilung nach der Linie $a_1\,b_1\,c_1$ herrschen, also in der äussersten Faser die Zugspannung $\sigma_z + \sigma_b$, in der innersten dagegen die Druckspannung $\sigma_b - \sigma_z$, sofern $\sigma_z < \sigma_b$ ist. Im unmittelbar danebenliegenden Querschnitt $E\,F$ dagegen soll die konstante Zugspannung $\sigma_z = \overline{b\,b_1}$ vorhanden sein! In Wirklichkeit wird sich ein gewisser Ausgleich vollziehen, derart, dass im Querschnitt $A\,B$ die von der Biegung herrührende Spannung σ_b aussen und innen kleiner ist als Gl. 314 angiebt, d. h., der Querschnitt des Stabes nimmt nicht die radiale Lage ein, welche die Rechnung voraussetzt. Die grösste Anstrengung ist also thatsächlich kleiner als $\sigma_z + \frac{1}{\alpha}\,\frac{s}{D}$. Dazu tritt dann ferner der S. 238 erörterte Umstand, dass die Kraft P zunächst durch die innern Fasern übertragen werden muss.

Indem man nun das Rechnungsergebniss, wie es in den Gl. 314 und 315 vorliegt, auf das Drahtseil überträgt durch Einführung der Drahtstärke δ an die Stelle von s und durch Einsetzung des für das Drahtmaterial giltigen Werthes von α, wird ein ganz bedeutender Fehler begangen. Auf diesem Wege kommt man dazu,

für wirkliche Ausführungen so grosse Beanspruchungen zu ermitteln, dass Belastungen von 1800 bis 2000 $^{kg}/_{qcm}$ für Treibseile aus Eisen zugelassen werden müssen. Solche Anstrengungen, die noch dazu stark wechseln, könnte jedoch ein Treibseil, falls sie thatsächlich vorhanden wären, auf die Dauer nicht Widerstand leisten. Für eiserne Förderseile muss man sich bei Anerkennung der Gl. 314 sogar zu zulässigen Belastungen bis 3000 ^{kg}, und im Falle der Verwendung von Gussstahldraht zu solchen bis über 4500 ^{kg} versteigen. Das erscheint ausserordentlich bedenklich, weil verführerisch, so hohe Anstrengungen auch auf andere Maschinentheile zu übertragen.

In Wirklichkeit ist, wie nach einer Richtung hin bereits oben festzustellen war, die Inanspruchnahme auch geringer als Gl. 315 ergiebt. Wir haben es eben in den Drähten eines Drahtseiles nicht mit geraden Stäben zu thun, sondern mit gekrümmten: jeder Draht läuft schraubenförmig um die Achse seiner Litze, bildet also eine Schraubenlinie, eine cylindrische Schraubenfeder (selbstverständlich in beschränktem Sinne), jede Litze windet sich ihrerseits wieder schraubenförmig um die Seilachse. Wir wissen, dass die Biegsamkeit eines Seiles nicht bloss von der Drahtstärke, sondern auch von der Zusammensetzung desselben, namentlich auch von der Ganghöhe der Schraubenlinien, nach denen die einzelnen Drähte gekrümmt sind, u. s. w. abhängt. Unter Einwirkung der Kraft S_1 pressen sich die Drähte gegen einander und gegen die Seele, Reibungskräfte treten in Thätigkeit u. s. w.

Die Verhältnisse sind hiernach sehr verwickelt und zum Theil unsicher. Unter diesen Umständen erscheint, wenigstens z. Z. noch, eine rechnungsmässige Verfolgung der Aufgabe aussichtslos.

Davon ausgehend, dass verglichen mit anderen zulässigen Belastungen im Maschinenbau eine höhere Gesammtbeanspruchung als 1050 ^{kg} für ein Treibseil aus Eisendraht nicht wohl zulässig ist, ferner unter der Voraussetzung, dass die zu ermittelnde Anstrengung σ_b beim Biegen desselben durch das der Gl. 314 nachgebildete Gesetz

$$\sigma_b = \beta \frac{1}{\alpha} \frac{\delta}{D} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 316$$

zum Ausdruck gebracht werden darf und unter der weiteren Voraussetzung, dass für den kleinsten Durchmesser $D = 150\,d$, $\delta = \frac{1}{10} d$, σ_z herrührend von S_1 noch 550 ^{kg} betragen darf, findet sich mit $\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}$

$$1050 = 550 + \beta \frac{1}{1500} \,.\, 2\,000\,000$$

und damit der Berichtigungskoeffizient

$$\beta = \frac{75}{200} = 0{,}375 = \frac{3}{8}.$$

Dementsprechend setzen wir

$$\sigma_b = \frac{3}{8} \frac{1}{\alpha} \frac{\delta}{D} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 317^{1)}$$

[1]) Es ist von Interesse zu beachten, dass der auf vorstehender Grundlage vom Verfasser (1879, s. z. B. Maschinenelemente, 1. Aufl., S. 167) eingeführte Berichtigungskoeffizient β mit Annäherung dem Verhältniss entspricht, in welchem 1886 durchgeführte Versuche die Elasticität des Drahtseiles grösser als diejenige des Drahtes ergaben. Wie in der Zeitschrift des Vereines deutscher

und die Gesammtbeanspruchung

$$k_z = \sigma_z + \sigma_b = \frac{S_1}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} + \frac{3}{8} \frac{1}{\alpha} \frac{\delta}{D},$$

insonderheit für Eisendrahtseile mit $k_z = 1050$

$$\sigma_z = 1050 - 750000 \frac{\delta}{D}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 318$$

woraus sich für ein gewisses Verhältniss $\frac{\delta}{D}$ die zulässige, von S_1 herrührende Spannung σ_z ermitteln lässt.

Für

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{1500}, \quad \frac{1}{2000}, \quad \frac{1}{2500}$$

beträgt nach Gl. 318:

$$\sigma_z = 550, \quad 675, \quad 750^{\text{kg}}.$$

Greifen wir $\sigma_z = 675$ als Mittelwerth heraus, so wird unter der Voraussetzung

$$i \frac{\pi}{4} \delta^2 = 0{,}42 \frac{\pi}{4} d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 319$$

$$S_1 = 675 \,.\, 0{,}42 \,.\, \frac{\pi}{4} d^2 = 223 \, d^2 = k_1 \, d^2 \quad \ldots\ldots \quad 320$$

Nach Gl. 267 ist mit dem reichlich gegriffenen Werthe $q = 0{,}35 \, d^2$ die übertragbare Kraft

$$P = \left(k_1 - 0{,}35 \frac{v^2}{g}\right) \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} d^2 \quad \ldots\ldots \quad 321$$

Die geleistete Arbeit $P v$ wird nach Gl. 284 zu einem Grösstwerth für die Seilgeschwindigkeit

$$v' = \sqrt{\frac{k_1 \, g}{3 \,.\, 0{,}35}} = \sqrt{\frac{223 \,.\, 9{,}81}{1{,}05}} = 45{,}6^{\text{m}}.$$

In der Regel geht man mit der Geschwindigkeit nicht über 25 m hinaus, sodass also beim Drahtseilbetrieb unterhalb derjenigen Geschwindigkeit geblieben wird, welche die grösste Uebertragungsfähigkeit liefert. Bei Riemenübertragung wird die vortheilhafteste Geschwindigkeit sogar überschritten, wie das z. B. die Riemen des Beispieles S. 265 zeigen.

Für ausgefütterte Scheiben kann $\mu = 0{,}25$ gesetzt werden, sodass mit $\omega = 2{,}8$

$$\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} = \backsim 0{,}5,$$

Ingenieure 1887, S. 241 u. f., insbesondere S. 245 berichtet, ergab sich für mittlere Verhältnisse der Dehnungskoeffizient des eisernen Drahtseiles zu 1 : 700000, was bei 1 : 2000000 für den Draht das Verhältniss

$$\frac{1}{2000000} : \frac{1}{700000} = 0{,}35$$

liefert, gegenüber dem oben ermittelten Werth

$$\beta = \frac{3}{8} = 0{,}375.$$

folglich

$$P = \left(k_1 - 0{,}35 \frac{v^2}{g}\right) 0{,}5\, d^2 = \left(\frac{k_1}{2} - 0{,}175 \frac{v^2}{g}\right) d^2, \quad . \quad . \quad . \quad 322$$

worin k_1 durch Gl. 320 als $k_1 = \frac{S_1}{d^2} = \frac{i \frac{\pi}{4} \delta^2}{d^2} \sigma_2$ bestimmt ist.

Damit erscheint die Grundlage der Seilberechnung gegeben.

Durch Einführung von

$$k_1 = 223 \text{ kg} \quad \text{und} \quad v = 25 \text{ m}$$

wird aus Gl. 322 für die zu übertragende Kraft der Mittelwerth

$$P = \backsim 100\, d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 323$$

erlangt, bei dessen Benützung die Voraussetzungen zu beachten sind, unter denen er sich ergiebt.

Im Falle kurzen Scheibenabstandes muss P kleiner genommen werden, als Gl. 323 angiebt und zwar so klein, dass eine genügende Pfeilhöhe vorhanden ist, worüber die Entscheidung vom Konstrukteur mit Rücksicht auf die besonderen Verhältnisse zu treffen ist (vergl. auch S. 270 u. f.).

Für nicht ausgefütterte Rollen, bei denen also das Drahtseil unmittelbar auf Gusseisen läuft, ist μ jedenfalls kleiner. Wie gross es in die Gl. 321 für diesen Fall einzuführen ist, darüber stehen dem Verfasser weder eigene noch andere zuverlässige Erfahrungen zu Gebote[1]).

Die von dem Seile nach Massgabe der Gl. 323 übertragbare Arbeit beträgt für die Einheit der Geschwindigkeit (1 m) und für das Kreiscentimeter (d. i. für $d = 1$ cm)

$$A_1 = \frac{100}{75} = \frac{4}{3} \text{ Pferdestärken,}$$

folglich

$$d^2 = \frac{3}{4} \frac{N}{v},$$

sofern N Pferdestärken zu übertragen sind.

Soll dies mit einer Scheibe geschehen, für welche $D = 200\, d$ ist, so findet sich bei Benützung der Gl. 323

$$75\, N = P \frac{\pi D}{100} \frac{n}{60} = 100\, d^2 \frac{\pi\, 200\, d}{100} \frac{n}{60}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{45}{2\pi} \frac{N}{n}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 324$$

Nach Gl. 278 beträgt die Pfeilhöhe bei $2\,x$ Entfernung der beiden in einer Wagrechten liegenden Aufhängepunkte

$$y = q \frac{x^2}{2 S_1}.$$

Hieraus für $x = 50$ m und $S_1 = 223\, d^2$

$$y_1 = 0{,}35\, d^2 \frac{50^2}{2 \cdot 223\, d^2} = 1{,}962 \text{ m}.$$

---

[1]) Ueber die von Leloutre nach dieser Richtung hin angestellten Versuche hat Verfasser berichtet in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 871 u. f.

Für den gezogenen Theil wird wegen $e^{\mu\omega} = 2$ nach Gl. 266

$$S_2 = 100\, d^2 + 0{,}35 \frac{25^2}{9{,}81}\, d^2 = \backsim 123\, d^2,$$

und sofern die Entfernung der Aufhängepunkte dieses Seiltheiles ebenfalls zu 100 ^{m} angenommen wird (in Wirklichkeit weicht das x des ziehenden Theiles von dem des gezogenen immer etwas ab),

$$y_2 = \frac{0{,}35\, d^2}{2\,.\,123\, d^2}\, 50^2 = 3{,}557\ ^m.$$

Die Spannung, mit welcher das Seil aufgelegt werden muss, ist nach Gl. 282 angenähert

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{P}{2}\, \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega} - 1} + q\, \frac{v^2}{g} = 1{,}5\, P + 0{,}35\, \frac{25^2}{9{,}81}\, d^2$$

und nach Gl. 323

$$S_0 = \backsim 173\, d^2.$$

Die Einwirkung der Seilspannung auf die Durchbiegung der Rollenachse, auf die Zapfenbelastung u. s. w. ist in entsprechender Weise zu beurtheilen, wie dies beim Riemen besprochen. Hierzu tritt dann noch der auf S. 280 im vorletzten Absatz erörterte Einfluss der Temperaturänderung.

Die Pfeilhöhe im Ruhezustand würde dann für $x = 50\ ^m$ betragen

$$y_0 = \frac{0{,}35\, d^2\,.\,50^2}{2\,.\,173\, d^2} = 2{,}529\ ^m.$$

Mit Rücksicht auf die zur Gl. 281 gemachte Bemerkung ist es von Interesse nachzusehen, inwieweit dieselbe fehlerhafte Ergebnisse liefert.

Nach Gl. 280 sind die Bogenlängen des ruhenden, des ziehenden und des gezogenen Seilstückes, abgesehen von den die Scheiben berührenden Seiltheilen

$$2\, s_0 = 100 \left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{2{,}529}{50}\right)^2\right] = 100{,}170\ ^m,$$

$$2\, s_1 = 100 \left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{1{,}962}{50}\right)^2\right] = 100{,}103\ \text{„},$$

$$2\, s_2 = 100 \left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{3{,}557}{50}\right)^2\right] = 100{,}337\ \text{„}.$$

Zur Zurückführung dieser Strecken auf den spannungslosen Zustand wird die Ermittlung der verhältnissmässigen Dehnungen erforderlich. Die wachgerufenen Normalspannungen werden, da der Normalquerschnitt oben zu $0{,}42\, \frac{\pi}{4}\, d^2$ in Rechnung gestellt worden war, erhalten mittelst Division der Gesammtspannungen S_0, S_1, S_2 durch $0{,}42\, \frac{\pi}{4}\, d^2 = \backsim \frac{1}{3}\, d^2$. Also

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{\frac{1}{3}\, d^2} = 3\,.\,173 = 519\ ^{kg},$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\frac{1}{3}\, d^2} = 3\,.\,223 = 669\ \text{„},$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\frac{1}{3} d^2} = 3 \,.\, 123 = 369 \text{ kg}.$$

Mit dem Dehnungskoeffizienten $\alpha = \frac{1}{700\,000}$ finden sich die Dehnungen zu

$$\varepsilon_0 = \frac{519}{700\,000} = 0{,}000\,741,$$

$$\varepsilon_1 = \frac{669}{700\,000} = 0{,}000\,956,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{369}{700\,000} = 0{,}000\,527,$$

und damit die Seillängen in ungespanntem Zustande

$$2\, s_0' = \frac{100{,}170}{1{,}000\,741} = 100{,}100 \text{ m},$$

$$2\, s_1' = \frac{100{,}103}{1{,}000\,956} = 100{,}007 \text{ „},$$

$$2\, s_2' = \frac{100{,}337}{1{,}000\,527} = 100{,}284 \text{ „}.$$

Nun muss, falls das Seil unter der nöthigen Spannung aufgelegt worden ist, $2\, s_0'$ wenig kleiner sein, als $s_1' + s_2'$. Die vorstehenden Zahlen liefern

$$2\, s_0' = 100{,}100,$$

$$s_1' + s_2' = 100{,}145.$$

Sollte der Unterschied von 100,145 — 100,100 = 0,045 m = 45 mm bedeutender als zulässig erscheinen, so wäre die Pfeilhöhe y_0 zu vermehren und die Rechnung nochmals durchzuführen. Bei der entgiltigen Entscheidung ist noch auf Folgendes Rücksicht zu nehmen.

Die Temperaturunterschiede, denen ein laufendes Drahtseil ausgesetzt ist, werden bei uns 40° C. wohl nur ausnahmsweise übersteigen.

Diesem Werthe entspricht abgerundet bei einem Wärmeausdehnungskoeffizienten von $\frac{1}{80\,000}$ eine verhältnissmässige Dehnung von $\frac{1}{2000}$, d. h. ein Seilstück von 100 m würde, sofern es an der Ausdehnung nicht gehindert ist, seine Länge um 50 mm ändern, würde also seine Länge gegenüber derjenigen bei mittlerer Temperatur um 25 mm verkürzen und um 25 mm verlängern. Diesem Umstand ist beim Auflegen des Seiles, bezw. bei der Herstellung der Pfeilhöhe y_0 die nöthige Beachtung zu schenken; ebenso bei Beurtheilung der die Seilscheibenachse belastenden Querkraft.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe, welcher bei Riemenbetrieb zu 0,9 bezw. 1,6 % (S. 253) gefunden wurde, beträgt hier nach Gl. 285 mit $\alpha = \frac{1}{700\,000}$ und $\varphi = 1{,}5$ (geschätzt)

$$\psi = 1{,}5\, \alpha\, \frac{S_1 - S_2}{f} = 1{,}5\, \frac{100\, d^2}{\frac{1}{3} d^2\, 700\,000} = 0{,}00064,$$

das würde sein 0,064 = ∽ 1/16 %, also weit weniger als der entsprechende Wert

beim Riemenbetrieb. Es braucht deshalb bei Bestimmung des Uebersetzungsverhältnisses auf diesen Verlust nicht Rücksicht genommen zu werden.

b. Hanfseile.

Bei Berechnung der Treibseile aus Hanf ist es wenigstens zur Zeit noch räthlich, davon auszugehen, dass für wagrechten oder wenig schiefen Betrieb und unter normalen Verhältnissen (genügender Achsenabstand der Scheiben, nicht zu bedeutender Wechsel in der Grösse von P, Rille keilförmig nach Fig. 176, S. 273 u. s. w.) die übertragbare Kraft genommen werden kann bei Geschwindigkeiten bis $v = 20^{\mathrm{m}}$:

$$\left.\begin{array}{ll} P = 3\,d^2 \text{ bis } 4\,d^2, & D \gtreqless 30\,d \text{ und } \omega \gtreqless 2{,}5 \\ P = 5\,d^2 \text{ bis } 6\,d^2, & D \gtreqless 50\,d \text{ und } \omega \gtreqless 3 \end{array}\right\} \quad \ldots \quad 325$$

unter der Voraussetzung, dass die Seile aus vorzüglichem Hanf gefertigt, sowie ausreichend elastisch sind und die Spleissstellen mit besonderer Sorgfalt hergestellt wurden, sodass die Seile überall die gleiche Stärke besitzen.

Je geringer die Belastung des Seiles genommen wird, um so länger die Dauer desselben innerhalb gewisser Grenzen, wobei es nicht bloss die Anstrengung des Materials ist, welche sich Geltung verschafft, sondern auch der durch Gl. 287 bestimmte Arbeitsverlust, der auf Abnützung des Seiles hinwirkt und der mit der Seilbelastung wächst. Die Verhältnisse liegen hier ähnlich wie beim Riemen.

Wenn manche Konstrukteure mit der Belastung der Seile erheblich über die Angaben der Beziehungen 325 hinausgehen, so äussern sich die Wirkungen hiervon nicht selten in rascher Abnützung des Seiles, in starker Durchbiegung der Seilscheibenwellen (wegen der grossen Querkraft, welche die Seilspannungen liefern), der Neigung der Zapfen zum Warmlaufen, namentlich unmittelbar nach dem öfters nothwendig werdenden Nachspannen der Seile.

Bei kleiner Entfernung der Scheibenachsen soll die Seilbelastung gering genommen werden, um eine noch wirksame Pfeilhöhe zu erhalten, insoweit die Elasticität nicht genügt, deren Erhaltung übrigens niedrige Spannung fordert, ganz wie beim Riemen.

Aehnliches gilt, wenn der Höhenunterschied beider Scheibenachsen ein bedeutender ist und zwar aus dem eben angeführten Grunde und mit Rücksicht darauf, dass die Seilspannung infolge des Eigengewichtes hier grösser ausfällt.

Mit den Werthen der Gl. 325 überträgt das Seil für die Einheit der Geschwindigkeit (1^{m}) auf das Kreiscentimeter (d. i. für $d = 1^{\mathrm{cm}}$)

$$A_1 = \frac{3}{75} = \frac{1}{25} \text{ bis } \frac{6}{75} = \frac{2}{25} = \frac{1}{12{,}5} \text{ Pferdestärken,}$$

folglich

$$d^2 = 12{,}5\,\frac{N}{v} \text{ bis } 25\,\frac{N}{v},$$

und bei Verwendung von $\mathfrak{z}$ Seilen

$$\mathfrak{z}\,d^2 = 12{,}5\,\frac{N}{v} \text{ bis } 25\,\frac{N}{v} \quad \ldots \quad 326$$

Nach Gl. 267 ist

$$P = \left(S_1 - q\,\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}}.$$

[illegible] Welle auf eine andere.

[illegible]

[illegible] $r = 39^{m}$

[illegible] Fig. [illegible] vgl. [illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible] Gl. [illegible]

[illegible]

[illegible] P [illegible]

$$P = \left([illegible] \right) \frac{[illegible]}{[illegible]} d^2.$$

$$max\ P v = \left([illegible] \frac{12 . 9{,}81}{[illegible]} \frac{1}{9{,}81} \right) [illegible]$$

$$= [illegible]$$

[illegible] Seil [illegible] Durchmesser

$$\frac{[illegible]}{75} = [illegible] \text{ Pferdestärken.}$$

Würde das Seil mit

$$P = 6\, d^2$$

belastet, so fände sich unter sonst gleichen Verhältnissen

$$S_1 = \sim 15\, d^2,$$

$$v_1 = 25{,}6^{m},$$

$$max\,(P\,v) = 128\, d^2\ ^{kgm}.$$

Für $d = 50^{mm}$ liefert die letzte Gleichung 42,6 Pferdestärken.

Sind mit einer Scheibe, welche einen Durchmesser $D = 60\,d$ besitzt, N Pferdestärken durch $\mathfrak{z}$ Seile zu übertragen, so wird unter den Voraussetzungen, unter denen $P = 4{,}5\, d^2$ gesetzt werden darf,

$$75\, N = P \frac{\pi D}{100} \frac{n}{60} = 4{,}5\, d^2\, \mathfrak{z}\, 0{,}6\, \pi\, d\, \frac{n}{60},$$

woraus

$$\mathfrak{z} = \frac{5000\, N}{3\, \pi\, n\, d^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 327$$

Mit $P = 6\, d^2$ würde sich $\mathfrak{z}$ im Verhältniss von $6 : 4{,}5 = 4 : 3$ kleiner ergeben.

Stärkere Seile als 55^{mm} finden für Triebwerke nicht Verwendung, wenn möglich geht man mit d nicht über 50^{mm} hinaus. Da hiernach die Uebertragungsfähigkeit eines Seiles begrenzt ist, so sind so viele Seile neben einander anzuordnen,

[1] Ueber Hanfseilbetrieb mit Geschwindigkeiten von 37^{m} und mehr s. des Verfassers Bericht in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 351 u. f.

als die Uebertragung der gesammten Leistung fordert. In der Regel werden noch ein Seil oder mehrere Seile als Ergänzung hinzugefügt für den Fall, dass im Laufe der Zeit die berechneten $\mathfrak{z}$ Seile nicht mehr das Geforderte leisten sollten. Bei den ausgeführten Anlagen finden sich 2 bis 25 Seile und noch darüber; beispielsweise soll von der Maschinenfabrik Hick, Hargreaves & Co. in Bolton für Spinnereibetrieb eine 4000-pferdige Maschine mit Schwungradseilscheibe ausgeführt worden sein: 60 Seilrillen bei 9140 mm Durchmesser und 4570 mm Breite[1]).

In der grösseren Anzahl Seile liegt der Hauptvortheil der Hanfseiltriebwerke; das Reissen oder starke Dehnen eines Seiles bedingt keine Betriebsunterbrechung, wie das in der Regel der Fall ist bei Drahtseil- oder Riemenbetrieb.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe ergiebt sich nach Gl. 285 mit $\alpha = \frac{1}{5000}$ (bezogen auf den Querschnitt $\frac{\pi}{4}\, d^2$) und $\varphi = 1{,}25$ (geschätzt) für $P = 5\, d^2$

$$\varphi = 1{,}25\, \frac{5}{5000} = 0{,}00125 = 0{,}125\ \% = \tfrac{1}{8}\ \%.$$

Die Querkraft, welche die Seile auf die Welle absetzen, ist in entsprechender Weise, wie beim Riemen zu beurtheilen (vergl. Gl. 302). Die Neigung der Monteure, die Seile zu Anfang übermässig stark zu spannen, infolgedessen Durchbiegung der Welle, starke Inanspruchnahme derselben, wie der Scheibenarme, Warmlaufen der Zapfen, Lager u. s. w. einzutreten pflegt, darf nicht ausser Acht gelassen werden. Man wird gut thun, anzunehmen, dass diese Querkraft bei neu aufgelegten Seilen die Höhe von $40\, d^2$ auf ein Seil und noch mehr erreichen kann.

c. Baumwollseile.

Die übertragbare Kraft P kann für Triebwerke nach Massgabe der Beziehungen 325 berechnet werden. Für Laufkrahne, deren Berechnung die grösste Last zu Grunde gelegt wird, kann wesentlich höher gegangen werden, da diese doch nur selten zu heben sein wird und der Krahn auch nicht fortgesetzt im Betriebe zu sein pflegt. Man geht hier wohl bis

$$P_{max} = 9\, d^2 \qquad D \geqq 30\, d,$$

sodass bei der üblichen Höchstgeschwindigkeit von 25 m und dem gewöhnlichen Seildurchmesser von 16 mm

$$\frac{9 \,.\, 1{,}6^2 \,.\, 25}{75} = \text{rund 8 Pferdestärken}$$

übertragen werden können, wenn, wie bereits bemerkt, die selten zu hebende Grösstlast der Rechnung zu Grunde gelegt wird.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Baumwollseiles auf der Scheibe ist wegen des grösseren Werthes von α weit erheblicher als bei Hanfseilen.

4. Konstruktion der Scheiben für Seiltriebwerke.

Hinsichtlich des Schutzes gegen Unfälle gilt das bei den Rädern S. 207 und 208 Bemerkte.

[1]) Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 266.

Die Rillen der Scheiben für Drahtseile werden in der Regel mit einem giebigen Material ausgefüllt. Fig. 115, Taf. 11 zeigt eine Seilscheibe, deren Fü material Guttapercha ist. Sie ist zweitheilig gegossen und in der bei den besprochenen Weise verbunden. Manche ziehen die Formgebung der Rille ı (statt A) in Fig. 115 vor, da das Seil bei Seitenschwankungen leicht aufläı die Kanten der Höhlung doch zerstört.

Fig. 116, Taf. 11 stellt eine zweirillige Scheibe dar, wie sie Verwendung bei Anordnung des Betriebes nach Fig. 173, S. 271. Der Kranz und di bestehen aus Gusseisen. Die Arme sind aus Rundeisen hergestellt und in d erwähnten beiden Theile eingegossen.

Fig. 180.

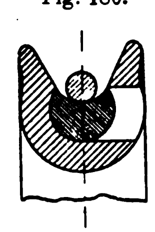


Fig. 180 giebt den Querschnitt einer Seilscheibe mit ausfütterung. Alte Riemen und dergleichen Material können verwendet werden. Das seitliche Loch dient zum Einbring Lederscheiben, doch kann dasselbe auch entbehrt werden, w geeigneter Formgebung der Lederstücke diese durch die R schräger Lage eingebracht und mit dem Treibeisen gerade g werden. Ein mit Leim bestrichener Holzkeil bildet dann den S Es scheint, dass sich die Ausfüllung mit Leder am besten b hat. (Hinsichtlich der Wahl der Rillenform im Grunde ve Bemerkung zu Fig. 115, Taf. 11.)

Holz wird hier und da ebenfalls zur Ausfütterung benützt. Die Faserr soll dabei möglichst radial liegen. Das Einbringen der Holzsegmente kann Weise geschehen, dass der Kranz an einer Stelle durch Wegnahme eines angesch Stückes geöffnet wird.

Zuweilen werden auch Scheiben mit nicht ausgefütterten Rillen verwendet Form etwa nach Fig. 177, S. 273 hergestellt werden kann.

In allen Fällen, gleichgiltig, ob Ausfütterung stattgefunden hat oder nicl die Rillen auszudrehen. Besondere Aufmerksamkeit ist darauf zu richten, c Mittelebene der Scheibe senkrecht auf der Achse steht.

Den üblichen Querschnitt einer Scheibe für Hanfseile zeigt Fig. 176, Die Tangente des Winkels β der keilförmigen Nuthe beträgt $^8/_{20}$ bis $^9/_{20}$, a nügend gross, um das Verlassen der Rille seitens des Seiles an der Ablaufstel Kraftaufwand erwarten zu lassen. Der Reibungskoeffizient μ zwischen Ha Gusseisen erfährt hierdurch nach Gl. 256 eine Erhöhung im Verhältniss von

$$\mu : \frac{\mu}{\sin\beta + \mu\cos\beta},$$

d. i. für den Fall $\operatorname{tg}\beta = \frac{9}{20}$

$$\mu : \frac{\mu}{0,41 + \mu\, 0,91}$$

und mit $\mu = 0,2$

$$1 : 1,7.$$

Die Keilform der Rille hat allerdings den Nachtheil, dass der Absta Seiles von der Scheibenachse nicht genau bestimmt ist. Doch beträgt die D

für gut gespliesste Seile wenig, etwa $\frac{d}{10}$ oder mit $D = 60\, d$, $\frac{D}{600}$ auf den Halbmesser, d. i. rund $^1/_3$ %.

Die Rillenflächen sind ganz besonders sauber und genau gleich gross zu bearbeiten. In manchen Werkstätten werden sie deshalb erst ausgedreht und dann gefräst.

Fig. 177 lässt einen Nuthquerschnitt erkennen, bei welchem das Seil im Grunde aufliegt und durch den es in seiner runden Form erhalten wird. Die Reibung zwischen Seil und Rolle fällt dagegen viel geringer aus, wie im Falle der Fig. 176. Infolgedessen muss, gleiche Uebertragung vorausgesetzt, das Seil mehr gespannt werden. Ob der Vortheil, welcher in der angedeuteten Schonung und darin liegt, dass alle Seilachsen voraussichtlich mit grösserer Sicherheit den gleichen Abstand von der Scheibenachse haben, als bei der anderen Anordnung, den Nachtheil der grösseren Seilspannung aufwiegt, konnte nur die Erfahrung entscheiden. Dieselbe hat sich für die Konstruktion Fig. 176 ausgesprochen.

Die Triebrollen der Baumwollseile erhalten Rillen nach Fig. 176. Den Winkel β pflegt man bei Laufkrahnen etwa 15° zu nehmen. Die Leitrollen werden mit Rillen nach Fig. 177 versehen.

Fig. 117, Taf. 9 zeigt eine zweitheilige Scheibe für Hanfseilbetrieb, Fig. 118, Taf. 10 eine ebensolche, welche gleichzeitig als Schwungrad dient.

Bei grosser Geschwindigkeit der Scheiben ist auf die Inanspruchnahme derselben durch die Centrifugalkraft Rücksicht zu nehmen. Besondere Beachtung verlangen hierbei die Verbindungsstellen des Kranzes, die gegen radiales Ausweichen zu sichern sind. Von diesem Gesichtspunkte aus erscheint die Kranzverbindung Fig. 117 für Scheiben mit sehr grosser Geschwindigkeit nicht als empfehlenswerth [1]).

Rasch laufende Seilscheiben müssen eben so wie rasch laufende Riemenscheiben gut ausgewuchtet werden, d. h. eine solche Massenvertheilung erhalten, dass während des Betriebes Schleuderkräfte sich nicht geltend machen und vollkommenes Rundlaufen statt hat.

---

[1]) S. des Verfassers Bericht über Hanfseil-Triebwerke mit grosser Geschwindigkeit, Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 272 u. f.

Vierter Abschnitt.

Die sonstigen Maschinenelemente der drehenden Bewegung.

A. Zapfen.

Zapfen sind Drehkörper, welche umschlossen von entsprechend geformten Hohlkörpern, Lager, Büchsen oder Naben genannt, die Drehung desjenigen Maschinentheiles, dem sie oder die Letzteren angehören, im Raume ermöglichen. Hierbei findet eine gegenseitige Stützung zwischen Zapfen und Lager statt. Je nach der Richtung des Druckes zwischen Zapfen und Lager, d. h. des Zapfendruckes, unterscheidet man Trag- und Spurzapfen. Fällt die Richtung des Zapfendruckes zusammen mit der Drehungsachse, so heisst der Zapfen ein Spurzapfen, schneidet der Zapfendruck die Achse senkrecht, so ist der Zapfen ein Tragzapfen. In Wirklichkeit hat der resultirende Zapfendruck häufig nicht eine dieser ausgezeichneten Richtungen; in den meisten Fällen giebt er eine Komponente parallel und eine solche senkrecht zur Drehungsachse, sodass dann der Zapfen gleichzeitig Spur- und Tragzapfen ist. Ist die erste Seitenkraft vorzugsweise entscheidend für die Formgebung des Zapfens und des Lagers, so spricht man trotz des Vorhandenseins der zweiten Seitenkraft von einem Spurzapfen, bezw. Spurlager, im entgegengesetzten Falle von einem Tragzapfen, bezw. Traglager. Man bezeichnet einen Tragzapfen wohl auch als Stirn- und Halszapfen, je nachdem er das Ende einer Welle bildet oder nicht.

I. Zapfenreibung.

Die nachstehenden Rechnungen, deren Grundlage dem Wesen nach von Reye[1] bereits vor reichlich drei Jahrzehnten geliefert wurde, erscheinen namentlich in Hinsicht auf die üblichen Voraussetzungen, welche bezüglich des Reibungskoeffizienten gemacht sind, mit einem ganz erheblichen Fehler behaftet. Wenn sie trotzdem wiedergegeben werden, so geschieht dies vorzugsweise deshalb, weil ihre Ergebnisse einen — wenn auch beschränkten — Einblick in Verhältnisse gewähren, der — wenigstens zur Zeit noch — auf anderem Wege nicht zu erlangen ist.

[1]) Civilingenieur 1860, S. 295 u. f.

I. Spurzapfen.

Es bedeute mit Bezugnahme auf Fig. 181

APB die Meridianlinie des Spurzapfens, bezogen auf das rechtwinklige Koordinatensystem XY,

P den Zapfendruck, in Richtung des Zapfens nach unten, d. i. in Richtung der negativen x wirkend,

p die Pressung zwischen Zapfen und Lager in dem beliebigen, durch x und y bestimmten Flächenelement $dF = 2\,\pi\,y\,ds$,

φ den Winkel, welchen die Normale in dem betrachteten Flächenelement $2\,\pi\,y\,ds$ mit der Achse einschliesst,

ω die Winkelgeschwindigkeit des Zapfens,

μ den als unabhängig von p und von der Geschwindigkeit betrachteten Reibungskoeffizienten [1]),

M das Moment zur Ueberwindung der Zapfenreibung,

A die Reibungsarbeit in der Sekunde.

Fig. 181.

Dann ist

$$P = 2\,\pi \int y\,p \cos\varphi\,ds \quad \ldots \quad 328$$

$$M = 2\,\pi\,\mu \int y^2\,p\,ds \quad \ldots \quad 329$$

$$A = 2\,\pi\,\mu\,\omega \int y^2\,p\,ds \quad \ldots \quad 330$$

Um die Integration ausführen zu können, muss das Gesetz gegeben sein, nach dem sich der Zapfendruck in der Berührungsfläche vertheilt. Hinsichtlich dieser Beziehung sind wir auf Annahmen angewiesen. Die einfachste Voraussetzung ist $p =$ konstant. Sie kann unter Umständen zu brauchbaren Ergebnissen führen, jedenfalls aber nicht für einen dauernd umlaufenden Zapfen, welcher sich und sein Lager so abnützt, dass die Formen beider immer einander entsprechen. In diesem Falle (und das ist der wichtigste) erscheint die Druckvertheilung bedingt durch das Gesetz, nach dem sich die Abnützung vollzieht.

Die Reibungsarbeit

$$p\,dF\,\mu\,y\,\omega = p\,y\,\mu\,\omega\,dF$$

im Flächenelement dF wird zu einem Theile verbraucht durch die Abnützung an dieser Stelle und zum anderen Theile in Wärme umgesetzt. Unter der Voraussetzung, dass das Verhältniss dieser beiden Theile in allen Flächenelementen gleich gross ist und unter der weiteren Voraussetzung, dass das Verhältniss der Abnützung des Zapfens zu derjenigen des Lagers in allen Flächenelementen gleich ist, dürfen wir schliessen,

[1]) Ueber die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Pressung und der Geschwindigkeit s. S. 298 und 299, sowie S. 304 u. f.

dass die normale, d. h. die senkrecht zu dF gemessene Abnützung a_n in jedem Flächenelement proportional ist dem Produkt $p\,y$, etwa

$$a_n = \alpha\, p\, y,$$

worin α eine Konstante bedeutet [1]). Da nun wegen der innigen Berührung aller Lagerpunkte mit allen Zapfenpunkten — von der Trennung durch die sehr dünne Schmiermaterialschicht werde abgesehen — die Abnützung in Richtung des Zapfendruckes in sämmtlichen Flächenelementen gleich gross sein muss, so folgt, dass $\frac{a_n}{\cos\varphi}$ gleich einer Konstanten zu setzen ist. Nennen wir diese β, so muss sein

$$\frac{\alpha\, p\, y}{\cos\varphi} = \beta,$$

$$\frac{p\, y}{\cos\varphi} = \frac{\beta}{\alpha} = a \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 331$$

Damit ergiebt sich dann

$$P = 2\,\pi\, a \int \cos^2\varphi\, ds = 2\,\pi\, a \int \cos\varphi\, dy,$$

$$M = 2\,\pi\,\mu\, a \int y \cos\varphi\, ds = 2\,\pi\,\mu\, a \int y\, dy = \pi\,\mu\, a\,(r_2^2 - r_1^2),$$

$$A = 2\,\pi\,\mu\, a\,\omega \int y \cos\varphi\, ds = 2\,\pi\,\mu\, a\,\omega \int y\, dy = \pi\,\mu\, a\,\omega\,(r_2^2 - r_1^2).$$

a. Der ebene Spurzapfen.

Fig. 182.

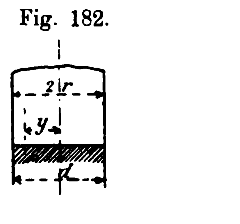
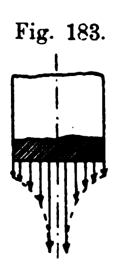


Fig. 183.



Die erste der drei letzten Gleichungen liefert mit $\varphi = 0$

$$P = 2\,\pi\, a \int_0^r dy = 2\,\pi\, a\, r,$$

woraus

$$a = \frac{P}{2\,\pi\, r},$$

und hiermit nach Gl. 331

$$p = \frac{a \cos\varphi}{y} = \frac{P}{2\,\pi\, r\, y}; \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 332$$

ferner

$$M = \pi\,\mu\, \frac{P}{2\,\pi\, r}\, r^2 = \frac{1}{2}\,\mu\, P\, r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 333$$

$$A = \frac{1}{2}\,\mu\, P\, r\,\omega \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 334$$

---

[1]) S. auch hierüber Grashof, Theoretische Maschinenlehre, II. Bd., S. 248.

Das Gesetz, nach dem sich die Flächenpressung über die Zapfenfläche auf Grund der Gl. 332 vertheilt, liefert die gleichseitige Hyperbel $p y = \frac{P}{2 \pi r}$, für welche die Zapfenachse Asymptote ist. Fig. 183 lässt diese Veränderlichkeit von p deutlich erkennen. Die Pressung p fällt hiernach bei einem und demselben Zapfen um so grösser aus, je näher das in Betracht gezogene Flächenelement des Zapfens oder Lagers der Achse liegt, oder was das Gleiche besagt, je geringer die Geschwindigkeit ist, mit welcher sich das betreffende Flächenelement der Zapfenoberfläche bewegt. Sie wird für $y = 0$ unendlich gross. Streng würde das nur für einen Punkt gelten. In Wirklichkeit wird dieses Ergebniss dadurch geändert, dass das Material im Punkte $y = 0$, d. i. in der Achse, infolge seiner Nachgiebigkeit nach der Seite ausweicht und daselbst abgenützt wird, lange bevor p unendlich werden kann. Immerhin wird jedoch dabei p eine solche Grösse erreichen können, dass sich Schmiermaterial hier nicht mehr hält. Die Beseitigung der mittleren Flächenelemente durch Anordnung eines Loches behufs Zuführung des Schmiermaterials von der Mitte aus muss deshalb als durchaus empfehlenswerth, für stark belastete Spurzapfen sogar als nöthig bezeichnet werden. Aus dieser Sachlage erhellt die Schwierigkeit der Oelzufuhr für Zapfen dieser Art; sie lässt sich mit Aussicht auf Erfolg nur von innen nach aussen vornehmen, wobei die Schmiernuthen tief und weit genug gehalten werden müssen, sofern nicht zu dem Mittel, das Oel durch Druck den Gleitflächen zuzuführen, gegriffen werden soll. Bei Anordnung weiter Schmiernuthen entsteht ein nicht unbedeutender Verlust an Auflagefläche; auch vermindert die fortschreitende Abnützung den Querschnitt der Nuthen und damit deren Wirksamkeit. Das Mittel der Stellung des Oeles unter entsprechenden Druck ist nicht immer einfach anzuwenden. Infolgedessen liegt Veranlassung vor, auf möglichst geringe Belastung des Spurzapfens bedacht zu sein. Leider gestatten die Verhältnisse das nicht häufig.

Schleifversuche, welche Verfasser (1885) mit um die eigene Achse sich drehenden Körpern angestellt hat, unter denen eine gusseiserne Scheibe weggleitet, ergaben — auch bei Zuführung des Schmirgels durch ein Loch in der Mitte des Versuchskörpers —, dass sich zunächst die weiter von der Achse abgelegenen Flächenelemente vorzugsweise abnützen: die ursprünglich ebene Stirnfläche wird ballig, wenn auch nicht erheblich. In dem Masse, in welchem diese Formänderung vorschreitet, nimmt die Pressung nach aussen hin ab, nach innen zu, was schliesslich eine Steigerung der Abnützung der inneren Flächenelemente zur Folge hat u. s. w. Hiernach scheint es, dass ein Spurzapfen, der längere Zeit gelaufen ist, sich hierbei abnützte und bei Besichtigung die ursprüngliche Form aufweist, einen Verschleiss erfahren hat, welcher das Ergebniss vielfacher Abnützungen ist, die abwechselnd von aussen nach innen und von innen nach aussen vorgeschritten sind. Zu demselben Schlusse führt auch folgende Ueberlegung. Denken wir uns den Zapfen im neuen Zustande. Bei demselben wird sich der Druck um so gleichmässiger über die Lagerfläche vertheilen, je vollkommener die Berührungsflächen auf einander passen. Mit der Inbetriebsetzung eines solchen vorzüglich passenden Zapfens beginnt die Abnützung, welche wegen der angenäherten Gleichheit von p um so bedeutender ausfallen muss, je grösser y ist: die ursprünglich ebene Stirnfläche geht in eine ballige über. Damit nimmt die Flächenpressung aussen ab und wächst nach innen zu. Infolgedessen beginnt nun der Verschleiss innen zuzunehmen, die Pressung nach aussen hin wieder zu steigen u. s. f.

Ist die Belastung so gering, dass zwischen der Gleitfläche des Zapfens und derjenigen der Spurplatte an allen Stellen eine genügend dicke Oelschicht bleibt, dann kann allerdings die ursprüngliche Form aufrecht erhalten bleiben, ohne dass eine solche abwechselnd von aussen nach innen und von innen nach aussen fortschreitende Abnützung anzunehmen sein wird.

b. Der ebene Ringzapfen.

Fig. 184. Fig. 185.



Mit $\varphi = 0$ findet sich

$$P = 2\pi a \int_{r_1}^{r_2} dy = 2\pi a (r_2 - r_1),$$

$$p = \frac{P}{2\pi (r_2 - r_1) y}, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots 335$$

$$M = \frac{1}{2} P \mu (r_2 + r_1), \quad \ldots \ldots \ldots \ldots 336$$

$$A = \frac{1}{2} P \mu (r_2 + r_1) \omega \quad \ldots \ldots \ldots \ldots 337$$

Da der kleinste Werth von y gleich r_1, so folgt die grösste im Abstande r_1 auftretende Pressung

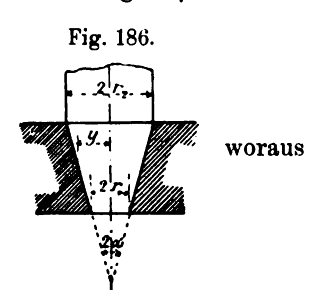
$$p_{max} = \frac{P}{2\pi (r_2 - r_1) r_1},$$

gegenüber $p_{max} = \infty$ beim vollen Spurzapfen, Fig. 182. Die Veränderlichkeit von p erhellt aus der Darstellung Fig. 185.

c. Der kegelförmige Zapfen.

Wegen $\varphi = 90^0 - \alpha$ wird

Fig. 186.



$$P = 2\pi a \sin\alpha \int_{r_1}^{r_2} dy = 2\pi a (r_2 - r_1) \sin\alpha,$$

woraus

$$a = \frac{P}{2\pi (r_2 - r_1) \sin\alpha},$$

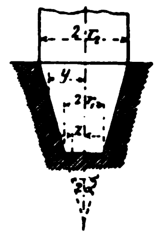
$$p = \frac{P}{2\pi (r_2 - r_1) y}, \quad .$$

$$M = \pi \mu \frac{P}{2 \pi (r_2 - r_1) \sin \alpha} (r_2^2 - r_1^2),$$

$$M = \frac{1}{2} \frac{P \mu}{\sin \alpha} (r_2 + r_1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad 339$$

$$A = \frac{1}{2} \frac{P \mu}{\sin \alpha} (r_2 + r_1) \, \omega \quad \ldots \ldots \ldots \quad 340$$

d. Der kegelförmige Zapfen mit ebener Lauffläche.


Fig. 187.

Hier vertheilt sich der Zapfendruck P auf die Kegelfläche und die ebene Stirnfläche. Auf die Erstere komme P_1, auf die Letztere $P_2 = P - P_1$; die entsprechenden Momente und Arbeiten seien M_1 und M_2, bezw. A_1 und A_2. Dann folgt

$$A_1 = \frac{1}{2} \frac{P_1 \mu}{\sin \alpha} (r_2 + r_1) \, \omega \text{ und } A_2 = \frac{1}{2} P_2 \mu r_1 \omega.$$

Diese Arbeiten verhalten sich wie die durch sie abgeschabten Materialmengen. Also

$$A_1 : A_2 = \pi (r_2^2 - r_1^2) x : \pi r_1^2 x = (r_2^2 - r_1^2) : r_1^2,$$

wenn x die Abnützung in Richtung der Zapfenachse bedeutet. Damit wird

$$\frac{P_1 (r_2 + r_1)}{\sin \alpha} : P_2 r_1 = (r_2^2 - r_1^2) : r_1^2, \qquad \frac{P_1}{\sin \alpha} : P_2 = (r_2 - r_1) : r_1,$$

$$P_1 = P \frac{(r_2 - r_1) \sin \alpha}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha}, \qquad P_2 = P \frac{r_1}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha},$$

die Flächenpressung im Abstande y

$$p_1 = \frac{P \sin \alpha}{2 \pi [r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha] \, y}, \quad \ldots \ldots \quad 341$$

und diejenige im Abstande z

$$p_2 = \frac{P}{2 \pi [r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha] \, z}, \quad \ldots \ldots \quad 342$$

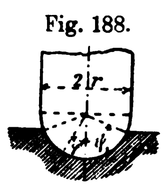
$$M = M_1 + M_2 = \frac{1}{2} P \mu \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} + \frac{r_1^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} \right],$$

$$M = \frac{1}{2} P \mu \frac{r_2^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 343$$

$$A = A_1 + A_2 = \frac{1}{2} P \mu \frac{r_2^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} \, \omega \quad \ldots \ldots \ldots \quad 344$$

Der kegelförmige Zapfen mit belasteter Stirnfläche hat da Berechtigung, wo ausser dem achsialen Zapfendruck noch seitliche Kräfte thätig sind. Die Stirnfläche pflegt man dann nicht eben zu machen, sondern flach abzurunden.

e. Der kugelförmige Zapfen.


Fig. 188.

Mit $dy = d(r \sin \varphi) = r \cos \varphi \, d\varphi$ folgt

$$P = 2 \pi a r \int_0^{\varphi_1} \cos^2 \varphi \, d\varphi = \pi a r \frac{2 \varphi_1 + \sin 2 \varphi_1}{2},$$

$$a = \frac{2\,P}{\pi\,r\,(2\,\varphi_1 + \sin 2\,\varphi_1)},$$

$$p = \frac{2\,P \cos\varphi}{\pi\,r\,(2\,\varphi_1 + \sin 2\,\varphi_1)\,r \sin\varphi} = \frac{P \operatorname{ctg}\varphi}{\pi\,r^2\,(\varphi_1 + \sin\varphi_1 \cos\varphi_1)} \quad . \quad . \quad 345$$

$$M = P\,\mu\,r\,\frac{\sin^2\varphi_1}{\varphi_1 + \sin\varphi_1 \cos\varphi_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 346$$

$$A = P\,\mu\,r\,\frac{\sin^2\varphi_1}{\varphi_1 + \sin\varphi_1 \cos\varphi_1}\,\omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 347$$

Für die Sonderwerthe

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{4}, \qquad \varphi_1 = \frac{\pi}{2}$$

folgt

$$M = \frac{2}{\pi + 2}\,P\,\mu\,r, \qquad M = \frac{2}{\pi}\,P\,\mu\,r.$$

Wird das letztere Moment in Vergleich gestellt mit dem Werthe, welchen die Gl. 333 für den ebenen Spurzapfen liefert, so ergiebt sich das Verhältniss

$$\frac{2}{\pi} : \frac{1}{2} = 4 : \pi = 1{,}27 : 1,$$

also für den kugelförmigen Zapfen mit voll umschlossener Halbkugel um 27 % mehr wie für den ebenen Zapfen.

Gl. 345 liefert für das in der Achse liegende Flächenelement wegen $\varphi = 0$ die Pressung ∞, ganz wie Gl. 332 für den ebenen Spurzapfen. Bei voll umschlossenem Halbmesser nimmt die Pressung ab bis auf Null für die Umfangselemente $\left(\varphi = \frac{\pi}{2}\right)$. Dem Schmiermaterial ist dadurch eher möglich, von hier aus auf eine gewisse, je nach der Belastung mehr oder minder beschränkte Erstreckung zwischen die Berührungsflächen einzudringen. Aber auch hier empfiehlt sich die Zuführung von der Mitte. Hinsichtlich betriebssicherer Schmierung gilt in der Hauptsache das oben unter a Bemerkte.

Der kugelförmige Zapfen gewährt der Achse entsprechenden Schutz gegen seitlich einwirkende Kräfte, wie sie fast immer als vorhanden oder zufällig auftretend in Betracht gezogen werden müssen. Soll der ebene Spurzapfen das Gleiche thun, so ist auch ein Theil der Mantelfläche desselben von dem Lager zu umschliessen. Tritt hier Abnützung ein, so muss bei cylindrischer Form der Mantelfläche — bei kegelförmiger weniger — ein Spielraum in radialer Richtung entstehen, welcher bei wechselnder Richtung der seitlich thätigen Kräfte Uebelstände im Gefolge hat. Bei Verwendung des kugelförmigen Zapfens ist unter solchen Verhältnissen die Lage desselben eine gesichertere.

2. Tragzapfen.

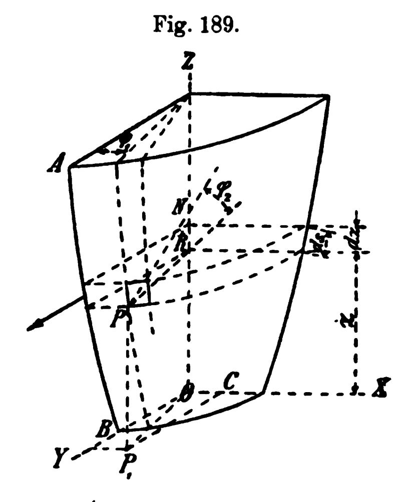
Der betrachtete Tragzapfen Fig. 189 werde auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem so bezogen, dass die Drehachse mit der Z-Achse zusammenfällt, während der Zapfendruck P, in der YZ-Ebene wirkend, parallel zur Y-Achse gerichtet ist. Der beliebige Punkt P der Zapfenoberfläche, welche durch die Meridianlinie AB, deren Gleichung $y = f(z)$ ist, erzeugt gedacht werden kann, sei festgelegt durch die Ko-

ordinate z und die den Winkel φ_1 mit der YZ-Ebene einschliessende Meridianebene. Durch die beiden weiteren Grössen $z + dz$ und $\varphi_1 + d\varphi_1$ bestimmt sich das zum Punkte P gehörige Flächenelement

$$dF = y \, d\varphi_1 \, ds.$$

Die Normale im Punkte P der Zapfenoberfläche sei PN, der Winkel, welchen PN mit dem zum Punkte P gehörigen Halbmesser PR einschliesst, φ_2.

Fig. 189.



Der Winkel φ, welchen die Normale im Punkte P mit der Y-Achse, also auch die Pressung p im Flächenelement dF mit der Richtung des Zapfendruckes einschliesst, ergiebt sich aus der Gleichung

$$\overline{PN} \cos \varphi = \overline{P_1 C} = \overline{O P_1} \cos \varphi_1 = \overline{PR} \cos \varphi_1 = \overline{PN} \cos \varphi_2 \cos \varphi_1,$$
$$\cos \varphi = \cos \varphi_1 \cos \varphi_2.$$

Es ist

$$P = \int\int p \, dF \cos \varphi = \int\int p \, y \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \, ds \, d\varphi_1$$
$$= a \int \cos \varphi_2 \, dz \int \cos \varphi_1{}^2 \, d\varphi_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 348$$

Wird der Zapfen zur Hälfte vom Lager umschlossen, was wir annehmen wollen, so liegt φ_1 innerhalb der Grenzen $-\frac{\pi}{2}$ und $+\frac{\pi}{2}$, damit wird alsdann

$$P = a \frac{\pi}{2} \int \cos \varphi_2 \, dz,$$

$$a = \frac{2}{\pi} \frac{P}{\int \cos \varphi_2 \, dz},$$

$$p = \frac{a}{y} \cos \varphi = \frac{2}{\pi} \frac{P \cos \varphi}{y \int \cos \varphi_2 \, dz}$$

$$M = \int\int p \, dF \, \mu \, y = \mu \, a \int y \, dz \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \varphi_1 \, d\varphi_1 = 2 \, \mu \, a \int y \, dz = \mu \, a \, f,$$

sofern

$$f = 2 \int y \, dz,$$

d. h. gleich der Projektion der das Lager berührenden Zapfenfläche auf die senkrecht zur Richtung des Zapfendruckes stehende Ebene.

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{f}{\int \cos \varphi_2 \, dz} = \frac{4}{\pi} P \mu \frac{\int y \, dz}{\int \cos \varphi_2 \, dz}, \quad \ldots \quad 349$$

$$A = \frac{4}{\pi} P \mu \frac{\int y \, dz}{\int \cos \varphi_2 \, dz} \, \omega \quad \ldots \ldots \ldots \quad 350$$

Die Kraft, mit welcher Tragzapfen aus dem Lager herauszugleiten bestrebt si ergiebt sich aus

$$P_1 = \int\int p\, dF \sin \varphi_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{{\i}}$$

a. Der cylindrische Zapfen.

Da hier $\varphi_2 = 0$, so folgt

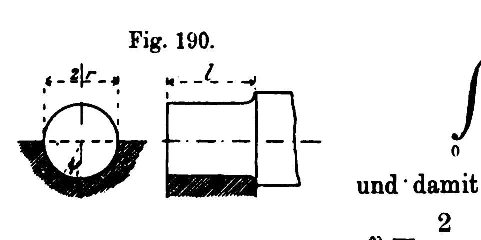


Fig. 190.

$$\cos \varphi = \cos \varphi_1, \qquad y = r,$$

$$\int_0^l \cos \varphi_2\, dz = l, \qquad f = 2\int_0^l y\, dz = 2\, r\, l,$$

und damit

$$p = \frac{2}{\pi}\frac{P}{r\,l}\cos \varphi_1, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{{\i}}$$

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{2\, r\, l}{l} = \frac{4}{\pi} P \mu r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{{\i}}$$

$$A = \frac{4}{\pi} P \mu r \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

Für $\varphi_1 = 0$, d. h. in der Mitte, besitzt p seinen Grösstwerth

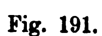
$$p_{max} = \frac{4}{\pi}\frac{P}{2\, r\, l}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3{\i}$$

d. i. im Verhältniss $\pi : 4 = 1 : 1{,}27$ grösser, als wenn gleichmässige Vertheilung d{\i} Druckes, also $p = P : 2\, r\, l$ angenommen wird.

Für $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$, d. h. für die Flächenelemente, welche P parallel laufen, beträgt $p = 0$.

Ueber das Gesetz der Veränderlichkeit von p giebt die Darstellung Fig. 191 Auskunft: die radialen Kraftlinien sind die Pressungen, welche in den zugehörigen Flächenelementen wirken. Werden die Pressungen als senkrechte Kraftlinie dargestellt mit dem wagrechten Abstand der betreffenden Flächenelemente als Abscissen, so ergiebt sich die Fig. 192.

Fig. 191.



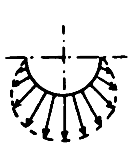


Fig. 192.

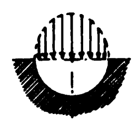
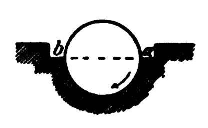


Fig. 193.



Der Umstand, dass die Pressung von aussen mit Null beginnt, erweist sich für die Oelzufuhr günstig, infolgedessen diese bei Tragzapfen auch thatsächlich weniger Schwierigkeiten bietet, als bei Spurzapfen. Denken wir uns beispielsweise den Zapfen Fig. 193 in der durch den Pfeil bezeichneten Richtung sich drehend und bei *a* Oel

aufgespeichert, so wird dieses infolge der hier verschwindend kleinen Pressung ohne Schwierigkeit zwischen die Gleitflächen eindringen und von der Oberfläche des Zapfens mitgenommen werden.

Das Oel nicht in a, sondern in b unterzubringen, würde bei der gegebenen Drehungsrichtung des Zapfens natürlich falsch sein. Diesem Punkte ist besonders dann Aufmerksamkeit zu schenken, wenn es sich um Lager handelt, deren Schalen nicht senkrecht zum Zapfendruck getheilt sind. Die gedrückte Schalenkante wird das Oel nicht bloss am Eindringen hindern, sondern auf dasselbe sogar abstreifend wirken, wenn die Drehungsrichtung des Zapfens die entsprechende ist.

Der bezeichnete Umstand erlaubt und kann auch im Vereine mit der auf Gl. 357 folgenden Bemerkung veranlassen, den grössten Werth von φ_1 kleiner als $\frac{\pi}{2}$ zu halten.

Ist $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ der grösste Werth von φ_1, so ergiebt sich

$$p = \frac{P \cos \varphi_1}{(\varphi_0 + \sin \varphi_0 \cos \varphi_0)\, r\, l}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 356$$

$$p_{max} = \frac{P}{(\varphi_0 + \sin \varphi_0 \cos \varphi_0)\, r\, l}. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 357$$

Von Interesse ist es, zu beachten, dass das Reibungsmoment M und die Reibungsarbeit $A = M\,\omega$ für $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ geringer ausfallen, als für $\varphi = 0{,}5\,\pi$. Es beträgt nämlich unter Beachtung von Gl. 356

$$M = \mu \int p\, dF y = 2\,\mu\, r^2\, l \int_0^{\varphi_0} p\, d\varphi_1 = 2\,\mu\, P\, r\, \frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0 + \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}.$$

Hieraus ergiebt sich

$$\text{für } \varphi_0 = \frac{\pi}{2} \qquad M = \frac{4}{\pi}\,\mu\, P r = 1{,}27\,\mu\, P r,$$

$$\text{für } \varphi_0 = \frac{\pi}{4} \qquad M = \frac{2\,.\,0{,}707}{\frac{\pi}{4} + 0{,}5}\,\mu\, P r = 1{,}11\,\mu\, P r,$$

also das Reibungsmoment und damit auch die Reibungsarbeit im letzteren Falle um

$$100\,\frac{1{,}27 - 1{,}11}{1{,}27} = 12{,}6\ \%$$

kleiner als im ersteren.

Insoweit die mit der Verminderung des Umschlingungsbogens der Lagerschale verknüpfte Steigerung der Flächenpressung nicht auf eine Erhöhung von μ hinwirkt[1]), und insoweit sie überhaupt zulässig erscheint, ist demnach der Aufwand zur Ueberwindung der Reibung bei $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ geringer (Achsenlager der Eisenbahnfahr-

---

[1]) Ueber die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Flächenpressung s. S. 298, sowie S. 304 u. f.

zeuge u. s. w.). Für $\varphi_0 = 0$ würde sich unter Berücksichtigung, dass für sehr kleine Winkel der Sinus gleich dem Bogen ist, ergeben

$$M = 2\,\mu\, Pr \frac{1}{\frac{\varphi_0}{\sin\varphi_0} + \cos\varphi_0} = \backsim \mu\, Pr,$$

wie zu erwarten. Da hierbei für endliche Werthe von P die Flächenpressung unendlich gross sich ergeben würde, so ist naturgemäss $\varphi_0 = 0$ unzulässig.

Je kleiner die Umfassung des Lagers durch die Lagerschale, von um so grösserem Einflusse erweist sich die Verminderung der Berührungsfläche durch vorhandene Schmiernuthen, namentlich gegenüber der Höhe der Flächenpressung. Infolgedessen wird die Beurtheilung der Flächenpressung bei verhältnissmässig kleinen Werthen von φ_0 den Einfluss der Schmiernuthen nicht ausser Acht lassen dürfen.

Ueber die Veränderlichkeit der Pressung zwischen Zapfen und Lagerschale, und damit auch hinsichtlich der Vertheilung des Zapfendruckes über die Berührungsfläche liegen Versuche von Beauchamp Tower[1]) vor, deren Ergebnisse ausserordentlich lehrreich und deshalb hier anzuführen sind. Sie bilden eine Prüfung der Gl. 356 und 357.

Durchmesser des Versuchszapfens 4″ engl. = 101,6 ^{mm}, Länge der Bronce-Lagerschale 6″ engl. = 152,4 ^{mm}. Die Letztere umfasst nicht ganz die obere belastete Hälfte des Zapfenmantels. Sehne des Berührungsbogens 99 ^{mm}, wie Fig. 194 erkennen lässt. Zapfendruck 3632 ^{kg}, entsprechend

$$\frac{3632}{9{,}9 \cdot 15{,}2} = \backsim 24 \ ^{kg}/_{qcm} \text{ der Zapfenquerschnittsfläche.}$$

Drehungsrichtung, wie in Fig. 194 eingetragen. Mit seiner unteren Fläche reicht der Zapfen in das Oel (schweres Mineralöl), badet also während des Versuchs in Oel. Umdrehungszahl 150 in der Minute. Temperatur wird durch das Oelbad auf 32 ^{0} C. erhalten.

Es wurden in der Richtung der Zapfenachse 3 je 6,4 ^{mm} weite Löcher *A*, *B* und *C*, Fig. 194 und 195, von der Stirnseite her in die Lagerschale gebohrt, welche etwas tiefer als bis zur Mitte reichten. Das eine liegt in der Mitte *B*, die beiden anderen *A* und *C* seitlich davon. Diese Hohlräume konnten mittelst Kupferröhren an ein Röhrenfeder-Manometer angeschlossen werden. Um nun die Pressung bei *1* (Mittelebene) zu bestimmen, wurde daselbst ein Loch von 1,6 ^{mm} gebohrt und mittelst des Manometers die Pressung beobachtet, unter welcher das Oel daselbst stand. Hierauf wurde das Loch verschlossen und ein zweites bei *2* gebohrt u. s. w. Auf diese Weise wurde die Pressung an 9 Stellen ermittelt und erhalten

	Lochebene *1*,	Lochebene *2*,	Lochebene *3*.
Achsialebene *B*	43,9	43,2	39,7 $^{km}/_{qcm}$,
„ *A*	26,0	25,0	21,8 „
„ *C*	35,2	34,1	30,2 „

[1]) Engineer 1884, 2. Halbjahr, S. 434.

In Fig. 196 sind diese Pressungen für die 3 Löcher *1*, sowie für die 3 Löcher *3* unter Schätzung des Verlaufs nach den Kanten hin graphisch dargestellt durch die beiden ausgezogenen, mit *1* bezw. *3* bezeichneten Kurven. Wie ersichtlich, tritt die

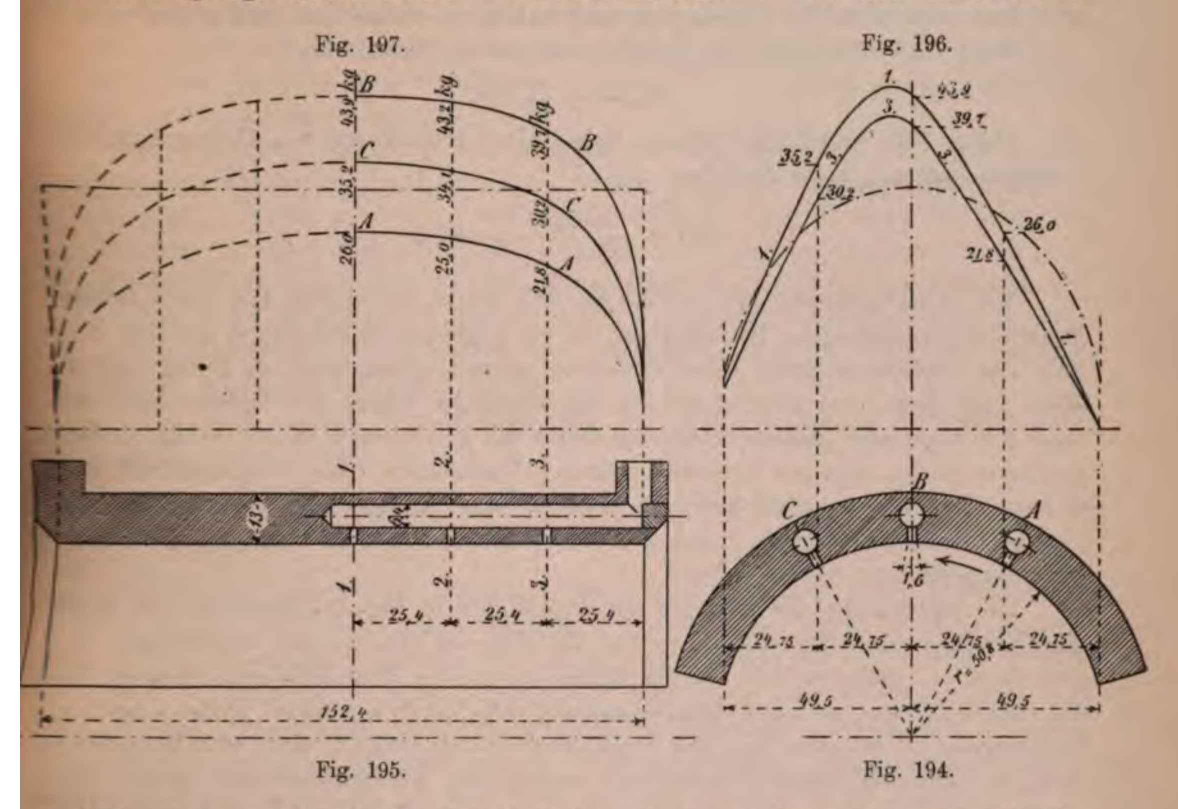


Fig. 197. Fig. 196.

Fig. 195. Fig. 194.

grösste Pressung nicht in der Mitte, sondern (in der Drehungsrichtung des Zapfens gemessen) etwas nach derselben auf, ganz wie zu erwarten. Sie ergiebt sich in der Mitte (Lochebene *1*) zu reichlich 45 kg, d. h.

$$100 \frac{45 - 24}{24} = \backsim 90\,\%$$

mehr als der oben berechnete mittlere Druck von 24 kg.

Die Pressung auf derjenigen Seite, nach welcher die Drehung hin erfolgt, d. i. in *C*, zeigt sich grösser als auf der anderen; es stehen sich gegenüber

in der Lochebene	*1*	26,0 kg	und 35,2 kg,	d. h. 35 %	mehr,
„ „ „	*2*	25,0 „	„ 34,1 „	„ 36 „	„
„ „ „	*3*	21,8 „	„ 30,2 „	„ 31 „	„

Fig. 197 lässt den Verlauf der Pressungslinien in Richtung der Zapfenachse erkennen. Auf der linken Seite der Mittelebene sind sie unter der Annahme eingetragen, dass der Verlauf der gleiche wie auf der rechten Hälfte sei. Bei langen Zapfen wird sich dies infolge der Elasticität des Materials kaum als zutreffend erweisen. Gleiches gilt bei grosser Durchbiegung der zugehörigen Welle (Achse).

Wie ersichtlich, nimmt die Pressung nach den Stirnflächen der Lagerschale hin ab, erst langsam und zuletzt ziemlich rasch. Von einer gleichmässigen Ver-

theilung des Zapfendruckes über die ganze Länge des Zapfens ist demnach keine Rede.

Wird aus den Pressungslinien die resultirende Vertikalkraft ermittelt, so findet sich, dass dieselbe mit der Zapfenbelastung nahezu übereinstimmt, wie zu fordern ist.

Nach Gl. 357 ergiebt sich für die vorliegenden Verhältnisse

$$p_{max} = \backsim 31{,}5^{\,kg}.$$

Um auf den durch die Versuche festgestellten Höchstwerth von 45 kg zu kommen, bedarf es demnach eines Zuschlags von

$$100 \frac{45 - 31{,}5}{31{,}5} = 44\,\%.$$

Die Pressungskurve, wie sie die Gl. 356 liefert, ist in Fig. 196 durch Strich-Punkt-Linie eingetragen. Sie erscheint, da die gegebene Entwickelung auf den Einfluss der Drehungsrichtung keine Rücksicht nimmt, symmetrisch in Bezug auf die Mitte und giebt dementsprechend für die reichliche Hälfte der rechten Seite mit rund 7 kg beginnend grössere Pressungswerthe als der Versuch (Kurve 1—3), in dem mittleren Theile dagegen erheblich kleinere Pressungen. Ein Vergleich auf dem äusseren Theile der linken Seite ist insofern nicht mit Erfolg ausführbar, als der Verlauf der Pressungslinien *1* und *3* von $p = 35{,}2$, bezw. $30{,}2$ kg an nur schätzungsweise eingezeichnet werden konnte.

Die Darstellung des Verlaufs der Pressungen in Fig. 197 nach Gl. 356 würde eine Parallele zur Achse liefern — für die Mitte ist dieselbe mit Strich-Punkt eingezeichnet —, während der Versuch Abfallen nach den Stirnflächen der Lagerschale hin nachweist, was ganz in Uebereinstimmung steht mit dem, was auf Grund schärferer Ueberlegung zu erwarten ist. Mit dieser Abweichung hängt es dann auch zusammen, dass, da die resultirende Vertikalkraft sämmtlicher Flächenpressungen gleich dem Zapfendruck sein muss, die grösste Pressung in Wirklichkeit wesentlich bedeutender ausfällt, als die Gleichungen 355 und 357 angeben, im vorliegenden Fall um 44 %, wie oben festgestellt.

Zu Anfang seiner Versuche hatte Tower den Zapfen behufs Einlaufens stärker belastet. Hierbei ergab sich, dass die Pressungen den Belastungen proportional waren. Ob das für verschiedene Stellen der Lagerschale, oder nur für eine festgestellt wurde, ist nicht ersichtlich.

Gegen das Ende des Versuches wurde die Umgangszahl von 150 auf 20 vermindert. Das Manometer zeigte bei Letzterer dieselben Pressungen, wie bei der Ersteren.

Die Koeffizienten μ_1 der Zapfenreibung R, berechnet aus $R = P\,\mu_1$, ergaben sich in Uebereinstimmung mit früheren Versuchen von Tower bei 20 Umdrehungen in der Minute und 32° C. Temperatur für den in Oel badenden und vollständig eingelaufenen Zapfen zu

0,0013	bei	$P : d\,l =$	31 kg/qcm	mittlerer Zapfenbelastung,
0,00168	„	„	23,4 „	„ „ ,
0,00247	„	„	14,8 „	„ „ ,
0,0044	„	„	6,3 „	„ „ ,

also entschieden wachsend mit abnehmender Pressung.

Bei früheren Versuchen[1]) hatte Tower Folgendes ermittelt:

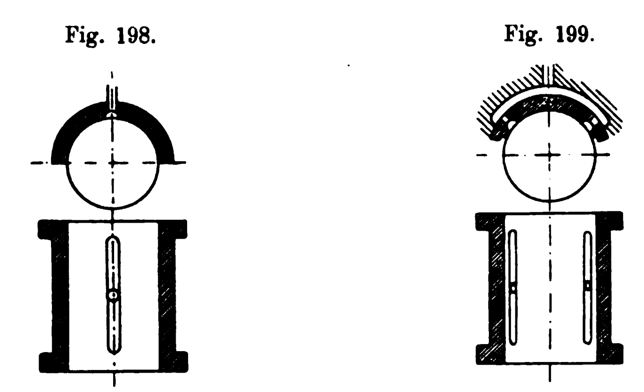
Unmittelbar, nachdem der Zapfen in entgegengesetzter Richtung umläuft, fällt Reibung grösser aus als wenn er einige Zeit hindurch in der gleichen Richtung ι bewegt hatte. Diese Reibungssteigerung, meist mit Warmlaufen verbunden, ·ies sich am grössten bei neuen Schalen und belief sich bis auf das Doppelte der malen Reibung; bei gut eingelaufenen Zapfen war sie jedoch gering und überιpt nur kurze Zeit zu bemerken.

Die Reibung $R = P\mu_1$ erwies sich fast unabhängig von P, d. h. μ_1 nahezu gekehrt proportional $k = P : l\,d$, und wachsend mit der Umfangsgeschwindigkeit ι Zapfens. Jedoch scheint bei vollkommener Schmierung R einen Mindestwerth erlangen für eine zwischen 0,5 und 0,75 m liegende Geschwindigkeit. Diese ausgezeichnete Geschwindigkeit wurde mit wachsender Belastung und weniger vollkommener mierung steigend gefunden. Bei steigender Temperatur verminderte sich die Reing R, beispielsweise betrug sie bei 49° C. nur rund ein Drittel derjenigen, welche . 16° C. zu beobachten war.

Nach einer anderen Versuchsreihe trat bei 32° C. Auffressen der Gleitflächen ι (Zapfen badet in Oel):

für $k = P : l\,d = 40{,}3$ kg unter Verwendung von Rüböl.
„ $k = P : l\,d = 44$ „ „ „ „ schwerem Mineralöl.

Wurde das Oel nur oben zugeführt, wie Fig. 198 andeutet (eine Längsschmierthe), so lief der Zapfen schon bei $k = 7$ kg warm. Oel wurde nicht abgegeben tz voller Füllung des Schmierloches. Wenn man den Rahmen, welcher den Zapfen lastete, vorübergehend entlastete, so sank das Oel im Loche und schmierte den pfen; aber unmittelbar nach Wiedereintritt der Belastung stieg das Oel auf seine here Höhe, der Zapfen wurde trocken. Trotz sorgfältiger Abrundung der Kanten r Längsschmiernuthe dienten diese dazu, das Oel vom Zapfen abzustreichen.

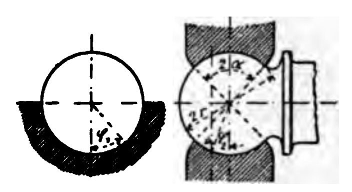

Fig. 198. Fig. 199.

Die Schmierung nach Fig. 199, wobei das Oel seitlich zugeführt wird, erwies ı zufriedenstellend. Das Auffressen der Gleitflächen trat erst bei $k = 26{,}7$ kg ein.

[1]) Dingler's polyt. Journal 1884, Bd. 252, S. 12 u. f. nach Engineering 1883, 2. Halbjahr, 451.

b. Der Kugelzapfen.

Fig. 200.



Wird der Koordinatenanfang O der Fig. 189, S. 293, im Mittelpunkte der Ku
angenommen, so ist

$$y = r \cos \varphi_2, \qquad z = r \sin \varphi_2$$

und damit

$$\int \cos \varphi_2 \, dz = r \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos^2 \varphi_2 \, d\varphi_2 = r\,(\alpha + 0{,}5 \sin 2\,\alpha),$$

$$p = \frac{2}{\pi} \, \frac{P \cos \varphi_1}{r^2\,(\alpha + \sin \alpha \cos \alpha)} \quad \ldots\ldots\ldots$$

Hiernach erscheint die Pressung unabhängig von φ_2.

Bei den üblichen Ausführungen ist $\alpha = \frac{\pi}{4}$ und somit

$$p = \frac{8}{2 + \pi} \, \frac{P}{\pi\, r^2} \cos \varphi_1 \quad \ldots\ldots\ldots \; 3$$

Für $\varphi_1 = 0$ erreicht p seinen grössten Werth

$$p_{max} = \frac{8}{2 + \pi} \, \frac{P}{\pi\, r^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \; 360$$

Gl. 349 und 350 liefern

$$M = \frac{4}{\pi} \, P \mu \, \frac{\int r \cos \varphi_2 \, dz}{\int \cos \varphi_2 \, dz} = \frac{4}{\pi} \, P \mu\, r, \quad \ldots\ldots \; 361$$

$$A = \frac{4}{\pi} \, P \mu\, r\, \omega \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \; 36$$

Also M und A unabhängig von α.

Auch hier ist die Pressung für $\varphi_1 = 0{,}5\,\pi$ gleich Null und wächst von diese Stelle stetig bis zum Höchstwerth in der Mitte. Die Bemerkungen, welche unter a S. 294 u. f., im Anschlusse an diese Feststellung gemacht worden sind, beziehen sic sinngemäss auch auf Kugelzapfen.

Behufs Werthschätzung des **kugelförmigen** Tragzapfens gegenüber de **cylindrischen** werde davon ausgegangen, dass die grösste Pressung in beid Fällen den gleichen Werth besitzt.

Für den cylindrischen Zapfen vom Durchmesser d ergiebt sich nach Gl. 355

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{d\,l}$$

len kugelförmigen mit dem üblichen Werthe $\alpha = \frac{\pi}{4}$ und mit $2\,r = d_1$ nach Gl. 360

$$p_{max} = \frac{8}{\pi + 2} \, \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_1^2}.$$

lich

$$\frac{1}{d\,l} = \frac{8}{(\pi + 2)\, d_1^2}.$$

en Sonderfällen, in denen beide Zapfen in Wettbewerb treten (Kurbelzapfen), ist
Iittel $l = \frac{5}{4} d$. Durch Einführung dieses Werthes ergiebt sich

$$d_1^2 = d^2 \frac{10}{\pi + 2} = 1{,}94\, d^2,$$

$$d_1 = 1{,}4\, d.$$

Damit also beide Zapfen in Bezug auf den angegebenen Gesichtspunkt gleich-
hig sind, muss hiernach der Durchmesser der Kugel des kugelförmigen Zapfens
40 % grösser sein als der Durchmesser des cylindrischen.

Die Reibungsarbeiten sind nach Gl. 354, bezw. Gl. 362

$$A = \frac{2}{\pi} P \mu\, d\, \omega$$

$$A_1 = \frac{2}{\pi} P \mu\, d_1\, \omega$$

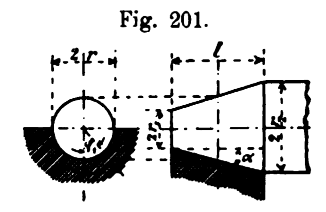
$$A_1 = A \frac{d_1}{d} = 1{,}4\, A.$$

emnach ergiebt der Kugelzapfen eine um 40 % grössere Reibungsarbeit
s der gleichwerthige cylindrische Zapfen.

Schon aus diesem Grunde erscheint die Anwendung des Kugelzapfens nur da
rechtigt, wo er durch die besonderen Verhältnisse gefordert wird.

c. Der kegelförmige Tragzapfen.

Fig. 201.



Mit

$$\varphi_2 = \alpha, \qquad y = r, \qquad \int \cos \varphi_2 \, dz = l \cos \alpha$$

ird

$$p = \frac{2}{\pi} \frac{P}{l\,r} \cos \varphi_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 363$$

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{f}{\int \cos \varphi_2 \, d z} = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{l (r_1 + r_2)}{l \cos \alpha} = \frac{2}{\pi} \frac{P}{\cos \alpha} \mu (r_1 + r_2) . \quad 364$$

$$A = \frac{2}{\pi} \frac{P}{\cos \alpha} \mu (r_1 + r_2) \, \omega \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad 365$$

3. Der Reibungskoeffizient.

a. Allgemeines.

Die Grundlage der im Vorstehenden unter Ziff. 1 und 2 angestellten Rechnungen bildet der Lehrsatz der Mechanik, dass die Reibung gleich ist dem Produkt aus Normaldruck und Reibungskoeffizient. Dabei wird dieser als eine Erfahrungsgrösse angesehen, welche in der Hauptsache nur abhängt von der Art und dem Zustande des Materials der auf einander gleitenden Körper, von der Oberflächenbeschaffenheit derselben und von der Beschaffenheit des zwischen den Gleitflächen befindlichen Schmiermaterials, welche Erfahrungsgrösse hiernach insbesondere unabhängig sein würde von der Geschwindigkeit des Gleitens und von der Grösse der Pressung.

Diese Auffassung entspricht der Wirklichkeit nicht; die neueren Versuche stellen vielmehr fest, dass der Reibungskoeffizient in hohem Grade beeinflusst wird von der Pressung, von der Temperatur und der Geschwindigkeit.

Der Grundgedanke, von dem bei Aufstellung des oben erwähnten Reibungsgesetzes ausgegangen zu werden pflegt, besteht in der Vorstellung, dass bei der thatsächlichen Oberflächenbeschaffenheit zwei sich berührende feste Körper mit kleinen Vorsprüngen und Vertiefungen in einander eingreifen, dass überdies infolge der natürlichen Elasticität oder Nachgiebigkeit des Materials ein gegenseitiges Eindrücken stattfindet, und dass daher zur Verschiebung beider gegen einander eine gewisse Kraft ausgeübt werden muss, welche verwendet wird, um hierbei den einen Körper längs den kleinen schiefen Ebenen des anderen zu bewegen, beim Fortschreiten neues Material zusammenzudrücken, oder auch durch Abschieben Material aus dem Wege zu räumen. Dieser in der Berührungsebene wirkend gedachte Widerstand gegen eine Verschiebung gilt dann als Reibung.

Bei auf einander gleitenden Maschinentheilen, wie Zapfen u. s. w., wird zwischen die gleitenden Flächen ein Schmiermittel gebracht. Dasselbe hat die Aufgabe, die beiden Flächen vor unmittelbarer Berührung zu schützen und dadurch zu hindern, dass deren Unebenheiten auf einander treffen oder gar in einander eindringen können. Das Schmiermittel trennt, indem es seinen Zweck erfüllt, die beiden festen Körper durch eine, wenn auch dünne Flüssigkeitsschicht, entsprechende Ausführung der Gleitflächen vorausgesetzt. Beim Gleiten wird alsdann, da die brauchbaren Schmierstoffe die Eigenschaft besitzen müssen, an den Oberflächen der festen zu schmierenden Körper weit inniger und fester zu haften als ihre einzelnen Theilchen unter sich zusammenhängen, im Wesentlichen nur ein Gleiten der Flüssigkeitstheilchen gegen einander stattfinden: Die Reibung fester Körper ist damit mehr oder minder vollständig[1]) auf die weit geringere innere Reibung flüssiger Körper zurückgeführt.

[1]) Vollständig deshalb nicht, weil die Erfahrung lehrt, dass Abnützung des Zapfens und der

kann sich beispielsweise bei dem Spurzapfen Fig. 184, S. 290, den Vorgang ise denken, dass dessen Stirnfläche ihre Drehbewegung auf die ihr unmittelfest anhaftende Oelschicht überträgt. Die an die Letztere anschliessende ɜs Schmiermittels wird durch dieselbe eine Mitnahme erfahren, jedoch etwas ben; alle folgenden nach der ruhenden Stirnfläche des Spurlagers hin ge'elschichten werden sich im Sinne der Zapfendrehung mit bis auf Null abr Geschwindigkeit gegen diese ruhende Fläche verschieben.

b. Anforderungen an das Schmiermittel.

ιit dasselbe die ihm obliegende und im Endergebniss auf möglichste Verʒ des Reibungswiderstandes hinauslaufende Aufgabe zu erfüllen im Stande es folgende Anforderungen erfüllen.

ɜ Schmiermittel hat so fest an den gleitenden Flächen zu dass es weder durch die Pressung, mit welcher diese auf r drücken, noch durch die relative Bewegung derselben inander, noch durch Verdunstung entfernt wird; letzteres auch t, wenn die Reibung eine Erhöhung der Temperatur im Gefolge hat.

ɪsigkeiten, welche die Eigenschaft besitzen, dass die Anziehungskraft zwischen l festen Körpern diejenige Kraft überwiegt, mit welcher die Flüssigkeitsunter sich zusammenhalten, machen, zwischen die Finger gebracht, den EinSchlüpfrigkeit. Man bezeichnet deshalb diese Eigenschaft als Schlüpfrigverlangt daher von dem Schmiermittel, dass es schlüpfrig sei und ɪrdunste.

ɜe Bedingungen werden von thierischen Fetten, Pflanzenölen und einer grossen ɔn Mineralölen in mehr oder minder vollkommener Weise erfüllt. Bei den bedarf es allerdings hinsichtlich des Verdunstens im Allgemeinen einer bePrüfung, welche nach der Richtung hin stattzufinden pflegt, dass Entspunkt und Verdunstungsfähigkeit ermittelt werden.

schlüpfrige Stoff kann dick- oder dünnflüssig, d. h. sein Flüssigstand (Viskosität) oder Flüssigkeitsgrad kann ein verschiedener sein. ere Reibung wird sich um so geringer erweisen, je dünnflüsas Material ist. Dementsprechend wird unter sonst gleichen Verhältıch die reibungsvermindernde Wirksamkeit eines Schmierwachsen mit zunehmender Dünnflüssigkeit, vorausgesetzt, dass ere nicht weiter geht, als es die Aufrechterhaltung der trennenden Schicht den gleitenden Körpern gestattet. Da bei dieser Aufrechterhaltung auch ɪpfrigkeitsgrad betheiligt ist, so wird verlangt werden müssen, dass das rmittel nicht dünnflüssiger sei, als es seine Schlüpfrigkeit Verhältnisse, unter denen es seine Aufgabe zu erfüllen hat, n.

rbei kommt insbesondere auch der Umstand in Betracht, dass die Schmiert Zunahme der Temperatur dünnflüssiger werden. Infolgedessen wird wegen

---

e stattfindet, selbst bei vorzüglicher Schmierung und zwar um so bedeutender, je grösser belastung ist.

gzapfen, auf die allein die Versuche sich zu erstrecken pflegen, Folgendes als nders bedeutungsvoll hervorhebenswerth.

1. Der Zapfenreibungskoeffizient μ_1, wie er sich für den cylindrischen Tragfen ergiebt, wenn der Reibungswiderstand am Umfange gleich gesetzt wird dem dukte $P\mu_1$ (also nach Gl. 353 $\mu_1 = \frac{4}{\pi}\mu$), ist für vollkommen geschmierte d eingelaufene Zapfen weit geringer, als man anzunehmen pflegt.

Tower (1883) fand ihn je nach den Verhältnissen und je nach dem verndeten Schmiermaterial schwankend zwischen 0,001 bis 0,017. Kirchweger te bereits zwei Jahrzehnte früher 0,001 für Schalen aus Hartblei oder Zinnmposition, 0,014 für Lager aus Bronce bei $k = P : l d = 20$ bis 120 kg Zapfenssung ermittelt.

2. Bei nicht zu grossen Pressungen und Geschwindigkeiten erweist sich nach wer unter fast gleichen Umständen die Reibung $R = P\mu_1$ nahezu unabhängig n P (entsprechend dem Umstande, dass die eingangs erörterte Flüssigkeitsreibung abhängig von der Pressung ist, unter welcher die Flüssigkeit steht); bleibt also genähert die gleiche, wenn auch P ab- oder zunimmt[1]).

Wegen $R = P\mu_1 = k\,l\,d\,\mu_1$ würde hieraus folgen, dass dann das Produkt $k\mu_1$ t derselben Annäherung Unveränderlichkeit besitzen, also μ_1 mit wachsender essung k abnehmen und mit geringer werdender Pressung zunehmen muss. Der ibungskoeffizient μ_1 wäre angenähert umgekehrt proportional k.

Nach S. 298 fand Tower

bei $k =$	31	23,4	14,8	6,3 kg/qcm
$\mu_1 =$	0,0013	0,00168	0,00247	0,0044.

Nun verhalten sich diese Werthe von k zu einander wie

1 : 0,75 : 0,48 : 0,20,

Werthe von $1 : \mu_1$ wie

1 : 0,77 : 0,53 : 0,29.

Eine andere Versuchsreihe (Mineralölfettbad, Temperatur 32°) ergab

bei $k =$	43,9	36,6	29,2	21,8	14,4	10,8 kg/qcm
rhältnisszahlen der Werthe von k	1	0,83	0,66	0,50	0,33	0,25
für 1,07 m Geschwindigkeit $\mu_1 =$	0,0012	0,0016	0,0019	0,0026	0,0040	0,0048
rhältnisszahlen der Werthe von $1:\mu_1$	1	0,75	0,63	0,46	0,30	0,25

uche sind jedoch nicht mit einer Lagerschale, sondern mit drei Rothgussleisten gleich der pfenlänge von 70 mm und je 19 mm Breite (bei 99,6 mm Zapfendurchmesser) angestellt. Diese malen Reibflächen sind auf dem Umfange gleichmässig vertheilt: die eine oben in der Mitte, beiden anderen unten zu beiden Seiten. Zwischen den Letzteren taucht der Zapfenumfang das Oel.

[1]) Damit steht auch die vom Verfasser wiederholt gemachte Beobachtung in Uebereinnmung, dass die Manschettenreibung bei hydraulischen Pressen nahezu unabhängig ist von Pressung, welche im Presscylinder herrscht, so lange beim Gleiten des Cylinders genügend miermaterial vorhanden ist, d. h. so lange nicht der Cylinder auf dem Leder reibt, sondern die sigkeitstheilchen des Schmiermittels sich gegen einander verschieben. Dadurch erklären sich h die von manchen Forschern gefundenen kleinen Werthe für die Manschettenreibung, sowie von Anderen ermittelten grösseren Werthe. Diese ergeben sich sofort, wenn die Flüssigkeitsung an einzelnen Stellen in die Reibung fester Körper auf einander überzugehen beginnt.

für 2,39 m Geschwindigkeit μ_1 =	0,002	0,0022	0,0027	0,004	0,0066	0,0083
Verhältnisszahlen der Werthe von 1 : μ_1	1	0,91	0,74	0,50	0,30	0,24.

Diese Zahlen bestätigen das oben Ausgesprochene.

Für hohe Pressungen nimmt μ_1 wieder zu, unter Umständen sehr rasch. Die Schmierschicht wird eben mit wachsender Pressung immer dünner, die Reibung entfernt sich mehr und mehr von derjenigen zwischen den Flüssigkeitstheilchen und nähert sich derjenigen zwischen festen Körpern; damit aber muss μ_1 ausserordentlich rasch wachsen.

Thurston[1]) setzt auf Grund seiner Versuche μ_1 umgekehrt proportional der Quadratwurzel aus der Pressung, und zwar

$$\mu_1 = \frac{0{,}021}{\sqrt{k}} \text{ bis } \frac{0{,}027}{\sqrt{k}},$$

also beispielsweise für $k = 25\,{}^{kg}/_{qcm}$

$$\mu_1 = \frac{0{,}021}{\sqrt{25}} \text{ bis } \frac{0{,}027}{\sqrt{25}} = 0{,}0042 \text{ bis } 0{,}0054,$$

giltig bis etwa $k = 35^{kg}$. Von da an soll μ_1 mit k rasch zunehmen.

Dass es für die jeweiligen Verhältnisse, unter denen ein Zapfen läuft, eine Pressung giebt, bei welcher μ_1 einen Mindestwerth zeigt, ist nach dem Erörterten zweifellos; nur wird derselbe in ganz erheblichem Masse beeinflusst werden von den bezeichneten Verhältnissen. Tower fand ihn sehr tiefliegend bei ungenügender Schmierung (vergl. z. B. Fig. 198, S. 299), oder auch weit höher liegend als 35^{kg} bei vorzüglicher Schmierung und entsprechend gewähltem Schmiermaterial.

Der Reibungskoeffizient der Ruhe kann nach Thurston gewählt werden etwa

$$0{,}035\,\sqrt[3]{k} \text{ bis } 0{,}05\,\sqrt[3]{k}.$$

Nach Ansicht des Verfassers wird allgemein bei Beurtheilung der Zapfenreibung μ_1 weder umgekehrt proportional der Quadratwurzel aus k, noch umgekehrt proportional der ersten Potenz von k angenommen werden dürfen. Es wird sich vielmehr bei weiterer Erforschung ergeben müssen, dass μ_1 unter sonst gleichen Verhältnissen gleich einer Konstanten (gemäss dem Mindestwerth von μ_1) plus einer Funktion von k zu setzen ist, welche einer Kurve mit zunächst abfallendem und sodann wieder aufsteigendem Zweig entspricht. Der abfallende Zweig kann auf eine erhebliche Strecke mit Annäherung durch eine Gerade ersetzt werden; das entspricht dann dem, was aus den Tower'schen Versuchen folgt. Wölbt sich derselbe mehr oder wird die mehr gewölbte Strecke in Betracht gezogen, so findet sich das Thurston'sche Ergebniss. Die Feststellung des wieder aufsteigenden Kurvenastes hat für den Betrieb ein ganz erhebliches Interesse; sie erst lässt erkennen, in welchem Abstande man sich in dem Einzelfalle von Verhältnissen befindet, welche die Betriebssicherheit als gefährdet erscheinen lassen.

3. Bei Geschwindigkeiten des Zapfenumfanges bis zu einer gewissen, von verschiedenen Verhältnissen abhängigen, also veränderlichen Grösse hin nimmt μ_1 ab und sodann wieder zu.

---

[1]) Friction and Lubrication. New-York, 1879.

Thurston schliesst aus seinen Versuchen bei $k = 14^{kg}$ und bis zur Geschwindig- $v = 6^m$ reichend, dass von $v = 0{,}5^m$ ab

$$\mu_1 = 0{,}0043 \sqrt[5]{v}$$

bei Veränderlichkeit auch von k

$$\mu_1 = 0{,}027 \frac{\sqrt[5]{v}}{\sqrt{k}} \text{ bis } 0{,}041 \frac{\sqrt[5]{v}}{\sqrt{k}}.$$

Dagegen weisen die Tower'schen Versuche, welche bis $v = 2{,}4^m$ gehen, darauf , dass das Wachsthum von μ_1 mit v der Quadratwurzel aus v entspricht. (Vergl. n S. 305 und 306.) .

Das Gesetz, nach welchem sich μ_1 mit v ändert, zeigt Aehnlichkeit mit dem- igen, welches die Abhängigkeit zwischen μ_1 und k zum Ausdruck bringt. Für Koordinatensystem mit den Abscissen v und den Ordinaten μ_1 zeigt die Kurve ächst einen abfallenden Ast, unteren Kulminationspunkt und sodann aufsteigenden eig. Doch ist der Einfluss von v auf μ_1 ein weit geringerer als derjenige von k.

4. Erhöhung der Temperatur hat innerhalb gewisser Grenzen Verminderung μ_1 zur Folge und zwar nach Tower's Versuchen innerhalb des Gebietes 16 bis ' C., ungefähr umgekehrt proportional der Temperatur, sodass μ_1 bei 16 ° C. rund ıl so gross ist als bei 48 ° C. unter sonst gleichen Verhältnissen.

Dass der Arbeitsverbrauch zum Leerlauf von Triebwerken grosser Spinnereien u. s. w. Morgen weit mehr beträgt als gegen Mittag, ist eine wiederholt festgestellte ıtsache, die durch den Einfluss der Temperatur auf den Reibungswiderstand ihre lärung findet.

Bei Beurtheilung der ausserordentlich niedrigen Werthe, welche nach Ziffer 1 den Reibungskoeffizienten gefunden worden sind, muss im Auge behalten werden, s es sich bei solchen Versuchen um vorzüglich polirte und vollständig eingelaufene ıfen, sowie um eine Vollkommenheit der Schmierung und Sicherung der Lagerung delt, wie sie unter den durchschnittlichen Betriebsverhältnissen nicht stattfindet, ınfalls nicht erwartet werden darf, ganz abgesehen von Unregelmässigkeiten in gegenseitigen Lage der Zapfen zu den Lagern und dergleichen, mit denen im riebe gerechnet werden muss.

Das Bestreben, die Zapfenreibung genauer, als das bis jetzt geschehen ist, zu timmen, wird naturgemäss dazu führen, dass man für die Hauptfälle der Ver- ıdung von Zapfen jeweils unter Berücksichtigung der besonderen Verhältnisse Reibung thatsächlich ermittelt, also aufhört, mit ganz allgemeinen Werthen μ_1 zu rechnen.

Bis dahin aber bleibt dem Ingenieur, sofern ihm für die Einzelfälle Sonderwerthe ıt zur Verfügung stehen, kein anderer Weg übrig, als mit Mittelwerthen von μ_1 rechnen, die er jeweils unter Berücksichtigung der besonderen Verhältnisse des ade vorliegenden Falles unseren derzeitigen Erkenntnissen entsprechend schätzungs- se abändert. Dabei kommt wesentlich in Betracht, dass die meisten Zwecke, für che die Zapfenreibung in Rechnung gezogen zu werden pflegt, eine mehr oder ıder grosse Sicherheit gegen zu niedrige Beurtheilung der Reibung verlangen. Mit cksicht hierauf wählen wir allgemein für die in Broncelagern laufenden und gut

geschmierten Stahlzapfen den Werth $\mu = \frac{1}{20}$, d. i. $\mu_1 = \frac{4}{\pi}\mu = \infty \frac{1}{16}$ und behalten dabei im Gedächtniss, dass in Wirklichkeit der Reibungskoeffizient weit unter diesen Betrag herabsinken kann und nach erfolgtem Einlaufen **auch** herabsinken wird, sowie, dass μ_1 von den im Vorstehenden besprochenen Einflüssen abhängt.

Wir tragen durch reichliche Bemessung von μ_1 den gewöhnlichen Unvollkommenheiten der Ausführung, den unvermeidlichen Zufälligkeiten und Unregelmässigkeiten im Betriebe, sowie auch dem Umstande Rechnung, dass die genaue Lage vom Zapfen zum Lager, wie sie gefordert werden muss, nicht ganz vorhanden zu sein pflegt oder auf die Dauer jedenfalls zeitweilig nicht ganz erhalten bleibt.

II. Berechnung der Zapfen.

Hierbei ist von folgenden allgemeinen Gesichtspunkten auszugehen.

a) Den Anforderungen der Festigkeit und Elasticität muss Genüge geleistet werden (Sicherheit gegen Abbrechen, Gleichmässigkeit des Aufliegens über die ganze Länge der Lagerschale).

b) Die Pressung zwischen Zapfen und Lager darf diejenige Grenze nicht überschreiten, über welche hinaus das Schmiermaterial zwischen Zapfen und Lager dauernd nicht mehr erhalten werden kann (Sicherheit gegen zu grosse Reibung und gegen Auffressen der Gleitflächen).

c) Derjenige Theil der Reibungsarbeit, welcher in Wärme umgesetzt wird, darf jenen Betrag nicht überschreiten, dessen gleichwerthige Wärmemenge noch abgeleitet werden kann, ohne dass eine unzulässige Temperaturerhöhung des Zapfens und Lagers eintritt (Sicherheit gegen Heisslaufen und dessen Folgen).

I. Tragzapfen.

a. Der cylindrische Tragzapfen.

Fig. 202.

Es bezeichne

P den Zapfendruck,
d „ Durchmesser des Zapfens,
d_1 „ inneren Durchmesser eines Hohlzapfens,
d_2 „ äusseren „ „ „
l die Zapfenlänge,
k_b „ zulässige Biegungsanstrengung des Materials,
k „ „ Flächenpressung.

Die **Rücksicht auf Festigkeit**, Gesichtspunkt unter a, ergiebt unter der Voraussetzung gleichmässiger Auflage über das ganze Lager[1]) für den vollen Zapfen

$$P \cdot 0{,}5\, l = 0{,}1\, k_b\, d^3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 366$$

[1]) Diese Voraussetzung trifft für Zapfen durchschnittlicher Länge mit genügender Genauigkeit zu. Handelt es sich jedoch um lange Zapfen — man denke z. B. an $l = 3\,d$ bis $4\,d$ —, so

für den hohlcylindrischen Zapfen

$$P \cdot 0{,}5\, l = 0{,}1\, k_b \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \quad \ldots\ldots \quad 367$$

Der Gesichtspunkt b führt unter der soeben ausgesprochenen Voraussetzung unter der weiteren, dass der Zapfen zur Hälfte vom Lager umschlossen wird, er Beziehung

$$P = k\, l\, d_1 \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 368$$

r.

$$P = k\, l\, d_2.$$

Die Verbindung der Gl. 366 und 367 liefert

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\, k_b}{k}} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 369$$

In vielen Fällen wechselt die Kraftrichtung (Beanspruchung c, S. 34 und 35), ıss zu setzen ist

für Flussstahl	Fluss- und Schweisseisen	Gusseisen	Stahlguss
(S. 36, 43 u. 44)	(S. 36, 39 u. f.)	(S. 36 u. 37)	(S. 46 u. f.)
k_b = 400 bis 500	300 bis 400	150 bis 250	250 bis 350.

Wechselt die Beanspruchung nicht vollständig, so können entsprechend höhere erthe in Rechnung gestellt werden.

Bei der Wahl von k sind massgebend: das Material, aus dem der Zapfen steht, sowie dasjenige der Lagerschale, die Güte der Ausführung, die Vollkommenit der Schmierung und das hierzu verwendete Mittel, die Temperatur- und die eschwindigkeitsverhältnisse, unter denen der Zapfen zu laufen hat, der Grad der cherheit, mit welcher die Vollkommenheit der richtigen Lage zwischen Zapfen und ıger erwartet und aufrecht erhalten werden kann u. s. w. (Vergl. das oben unter I, ff. 2, a und Ziff. 3, S. 294 u. f., bezw. S. 302 u. f. Bemerkte.)

Je vollkommener den Gleitflächen die mathematische Gestalt eigen ist, welche e besitzen sollen, je feiner die ihnen gegebene Politur und je grösser die Genauigit der Lage des Zapfens zum Lager ist, mit um so dünnerer Schmierschicht wird arbeitet, um so grösser wird k gewählt werden können. Allerdings steigt hiermit ıch die Empfindlichkeit des Betriebes gegenüber etwaigen Unregelmässigkeiten in r Schmierung, gegenüber etwaiger Aenderung der gegenseitigen Lage zwischen ıpfen und Lager u. s. w. Je höher die Temperatur ist, welcher das Lager und der ıpfen ausgesetzt sind, um so kleiner wird unter sonst gleichen Verhältnissen k zu hmen sein. Ist man zu starker Zapfenbelastung gezwungen, so wird für Niedrigıltung dieser Temperatur, erforderlichenfalls für Wärmeentziehung durch besondere

---

egt sich der Zapfen durch und die Kraftvertheilung wird eine nach der Stirnfläche des Zapfens nehmende, was in der Regel noch weitere Verstärkung erfährt infolge der Durchbiegung der nzen Welle oder Achse. In solchen Fällen drängt sich der Druck mehr und mehr an der inneren ite des Lagers zusammen und liefert hier leicht eine das Zulässige überschreitende Flächenessung, falls sich die Lagerschale nicht selbstthätig einstellen kann.

Mittel, sowie für ein nicht zu dünnflüssiges und genügend schlüpferiges Schmie
Sorge zu tragen sein.

Ferner ist im Auge zu behalten, dass die Abnützung von Zapfen und schale unter übrigens gleichen Verhältnissen um so rascher vorwärts schrei grösser k ist. Im Allgemeinen werden auch die Dauer des Betriebes (beispiel ob ununterbrochen Tag und Nacht oder ob nur einen Bruchtheil dieser Zeit gea wird), sowie die Umfangsgeschwindigkeit, Umgangszahl nicht ausser Acht g werden dürfen.

Gleiches gilt auch von sonstigen einflussnehmenden Umständen, wie z. die Gleitflächen genügend gegen das Eindringen von Staub, Schmutz u. s. w. ge werden können.

Wenn die Kraft P, welche der Berechnung des Zapfens zu Grunde geleg dauernd mit voller oder angenähert voller Stärke wirkt, so wird k kleiner zu n sein, als wenn sie nur ausnahmsweise oder nur während eines kleinen Bruch einer Umdrehung diesen Werth besitzt und während des grössten Theiles der Be zeit erheblich unter ihrem Höchstbetrage bleibt.

Bei Zapfen, welche einen bedeutenden Theil ihrer Belastung durch R oder Seilspannung erhalten, ist zu beachten, dass zu Anfang des Betriebes ein selten sehr hohe Anspannung der Riemen oder Seile erfolgt, welche die im Zu des Eingelaufenseins vorhandene Spannung mehrfach übersteigt, namentlich bei seilen. Dem ist seitens des Konstrukteurs dadurch Rechnung zu tragen, da Zugrundelegung normaler Riemen- bezw. Seilspannungen k entsprechend klein wählt wird.

Wechsel der Richtung des Zapfendruckes erleichtert in der Regel die Oelzuf und vertheilt ausserdem die Abnützung auf mehr Elemente der Oberfläche. Aus Grunde kann ein höheres k zulässig erscheinen. Dem gegenüber steht die Erw dass mit Umkehrung des Zapfendruckes die Gefahr eines Stosses oder mind diejenige unruhigen Ganges verknüpft ist, deren Bedeutung durch Verminderun k heruntergezogen wird. Je kleiner k, um so betriebssicherer erscheint die Masc anlage bis zu gewissen Grenzen hin.

Schliesslich sei noch darauf hingewiesen, dass nach S. 297 die grösste Pr in der Lagermitte um rund 90% grösser ist als $k = P : l\,d$.

Aus dem Vorstehenden erhellt, dass allgemeine Werthe für k eigentlich angegeben werden können. Wenn dies trotzdem geschieht, so wird damit n zweckt, einen Anhalt zu gewähren, namentlich nach der Richtung hin, da Ueberschreiten der angeführten Flächenpressungen zu besonderer Vorsicht anlassen soll.

Für beständig sich drehende Zapfen in nachstellbaren Lagern no Maschinen seien unter Bezugnahme auf das über k Bemerkte folgende Zahl zulässige Flächenpressungen angegeben. In einzelnen Fällen oder bei Sondermas kann Veranlassung vorliegen, noch darüber hinauszugehen, so z. B. bei Lokom oder auch erheblich darunter zu bleiben; Letzteres insbesondere dann, wenn der Z druck sowohl der Grösse als der Richtung nach sich nicht oder nur wenig und seine Stärke auch im Ruhezustande behält (durch schwere Räder, stark be Wellen u. s. w.).

Tiegel-Gussstahl, gehärtet, auf Gussstahl, gehärtet, laufend, bei ganz besonders sorgfältiger Arbeit und Wartung, insbesondere sachgemässer Schmierung	bis	150 kg/qcm
Tiegel-Gussstahl, gehärtet, auf Bronce unter den gleichen Voraussetzungen	„	90 „
„ „ ungehärtet „ „ „ „ „ „	„	60 „
Flusseisen, Schweisseisen mit glatter, dichter Oberfläche auf Bronce	„	40 „
Schweisseisen mit nicht ganz reiner Oberfläche, oder Gusseisen auf Bronce	„	30 „
„ „ „ „ „ „ auf Gusseisen	„	25 „
Flusseisen, Schweisseisen auf Pockholz bei Wasserschmierung	„	25 „

Für Zapfen, welche sich nicht beständig drehen, sondern nur schwingen, bezw. für in gleicher Weise thätige Lager, liegen die zulässigen Werthe von k noch etwas höher.

Die Zapfen von Seil- und Kettenrollen u. s. w., welche sich nur unterbrochen drehen, und bei denen die Abnützung entweder gering sich ergiebt oder nicht ins Gewicht fällt, und bei welchen auch die grössere Reibung nicht nachtheilig erscheint — unter Umständen tritt an die Stelle der Flüssigkeitsreibung die weit grössere Reibung fester Körper — können wesentlich höher belastet werden. Die oben gegebenen Werthe 60, 40, 30, 25, welche hierbei allein in Betracht zu kommen pflegen, werden dann zuweilen um das Doppelte bis Dreifache überschritten.

Sonderwerthe für k. Für die aus Gussstahl gefertigten und auf Bronce laufenden Kurbel- und Kreuzkopfzapfen normaler Dampfmaschinen sind $k = 60$ bis 70, bezw. 80 bis 90 kg durch die Erfahrung bestimmte, übrigens schon recht sorgfältige Ausführung und Schmierung voraussetzende Mittelwerthe. Namentlich gilt das von den höheren Ziffern. Für Dampfmaschinen mit grosser Umdrehungszahl, wie solche beispielsweise zum unmittelbaren Betrieb von Dynamomaschinen ausgeführt werden, wählt man k nach Möglichkeit erheblich geringer als die angegebenen Zahlen; etwa nur zwei Drittel hiervon, sofern die Rücksicht auf die abzuführende Wärme (beim Kurbelzapfen) nicht noch weitergehende Verminderung fordert. Bei Lokomotiven geht man, grössere und raschere Abnützung in Kauf nehmend, weit über diese Zahlen hinaus: $k = 100$, bezw. 150 kg erscheinen hier als mittlere Werthe für die gussstählernen Kurbel- bezw. Kreuzkopfzapfen in Weissmetalllagern. Die Zapfen der Schwungradwelle von Dampfmaschinen belastet man nicht gern über $k = 15$ bis 16 kg.

Unter Verhältnissen, wie sie z. B. bei Maschinen zum Lochen und Abscheeren von Blechen u. s. w. vorliegen, bei denen die Belastung des Lagers eine unterbrochene, mit ihrem Grösstwerth auch nur ganz kurze Zeit wirkende und überdies die Geschwindigkeit eine geringe ist, wird der Kurbelzapfen bei der Höchstbelastung mit k bis 200 kg und noch darüber gepresst.

Der oben (S. 308) unter c angegebene Gesichtspunkt liefert durch folgende Betrachtung eine dritte Beziehung.

In welchem Verhältnisse derjenige Theil der Zapfenreibungsarbeit, welcher sich in Wärme umsetzt, zu demjenigen steht, der durch die Abnützung von Zapfen und Lager verbraucht wird, ist unbekannt. Dass unter normalen Verhältnissen der weitaus

grösste Theil der Reibungsarbeit in Wärme umgewandelt wird, erscheint zweifellos. Dafür spricht auch die Erfahrung des Verfassers, dass geschmierte, jedoch durch den Lagerdeckel zu scharf angepresste Zapfen in Broncelagern dunkelroth heiss liefen, ohne dass merkliche Abnützungen am Zapfen und im Lager eingetreten waren. Auf Grund dessen machen wir die mit Rücksicht auf unseren Zweck vollständig zulässige Annahme, dass sich die ganze Reibungsarbeit A in Wärme umsetze. Für eine gewisse Konstruktion des Lagers und des Zapfens, welche unter bestimmten Verhältnissen zusammenarbeiten, kann die ableitbare Wärme proportional gesetzt werden dem Produkte $l\,d$. Streng genommen kommt auch noch die Wärmeabführung durch die Stirnflächen in Betracht[1]; doch mag hiervon abgesehen werden unter dem Vorbehalte, in denjenigen Fällen, wo die Stirnflächen gegenüber den ableitenden Mantelflächen im Sinne unserer Betrachtung von besonderer, die mittleren Verhältnisse überragender Bedeutung sein sollten, diesem Einflusse bei der Wahl des betreffenden Erfahrungskoeffizienten Rechnung zu tragen. Die Forderung, dass die in Wärme übergeführte Reibungsarbeit denjenigen Betrag nicht überschreite, dessen gleichwerthige Wärmemenge ohne Herbeiführung einer unzulässigen Temperaturerhöhung noch abgeleitet werden kann, kommt dann darauf hinaus, dass die auf die Flächeneinheit der Zapfenprojektion $l\,d$ bezogene Reibungsarbeit $A : l\,d$ für gleichartige und unter gleichen Verhältnissen arbeitende Zapfen einen gewissen Werth A_z nicht überschreite[2], d. h. mit Bezugnahme auf Gl. 354 und unter Beachtung, dass r in cm einzuführen ist, während die mechanische Arbeit mit dem Kilogrammmeter als Einheit die Einsetzung des Weges in Meter fordert,

$$A_z \geqq \frac{A}{l\,d} = \frac{\frac{4}{\pi} P \mu \frac{r}{100} \omega}{l\,d} = \frac{\mu P n}{1500\, l},$$

[1]) Richtiger wäre es, die ableitbare Wärme proportional zu setzen der Grösse $l\,d + \varphi \frac{\pi}{4} d^2 = l\,d + \psi d^2$, worin φ das Verhältniss der mittleren Werthe der Flächen $l\,d$ und $\frac{\pi}{4} d^2$ hinsichtlich der Wärmeabführung zu einander zum Ausdruck zu bringen hätte. Indem nur $l\,d$ in Rechnung gestellt wird, gelangt der Einfluss des Durchmessers nicht in dem Masse zur Geltung, wie es den thatsächlichen Verhältnissen entsprechen würde. Infolgedessen kann A_z in den Gl. 370 und 373, oder w in der Gl. 372, oder auch der zulässige Werth $k\,v$, besprochen in der Fussbemerkung S. 314, nicht unabhängig von d sein. Diese Grössen werden um so höhere Werthe annehmen dürfen, je grösser $\frac{\pi}{4} d^2 \varphi$ im Verhältniss zu $l\,d$ ist.

[2]) Diese Bedingung bildet auch die Grundlage für die Ermittlung der erforderlichen Abmessungen von Bremsscheiben, wie sie bei Arbeitsmessungen verwendet werden. Es gilt mit N als Anzahl der zu bremsenden Pferdestärken für die Scheibe vom Durchmesser d und von der Breite b, je in cm,

$$A_z \geqq \frac{75\,N}{b\,d}$$

oder

$$b\,d \geqq \frac{75\,N}{A_z}.$$

Es pflegt gewählt zu werden bei Wasserkühlung $A_z = 2{,}5$, bei Luftkühlung A_z bis 0,5; doch kann man im Falle grosser Geschwindigkeiten, wobei dann die Flächenpressungen gering ausfallen, bei Wasserkühlung wesentlich höher, selbst bis auf das Doppelte gehen, sofern es die Verhältnisse fordern.

fern die Winkelgeschwindigkeit ω durch die minutliche Umdrehungszahl $n = 60\,\omega : 2\,\pi$ setzt wird. Demnach

$$l \geqq \frac{\mu}{1500\,A_z}\,P\,n \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 370$$

Hieraus ist zu schliessen — mit der durch die Grundlagen der Rechnung bedingten Genauigkeit —, dass der Durchmesser des Zapfens in Bezug auf den unter c angeführten Gesichtspunkt einflusslos ist, und dass infolgedessen dem Einflusse wachsender Umgangszahl auf den Zapfen nur durch Vergrösserung der Zapfenlänge, nicht aber durch Vergrösserung des Durchmessers Rechnung getragen werden kann.

Die Richtigkeit dieses Satzes erscheint allerdings wesentlich beeinträchtigt durch die Veränderlichkeit von μ mit der Flächenpressung k, die ihrerseits bei gegebenem P von dem Produkt $d\,l$ abhängt. Auch die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit der Zapfenoberfläche, d. h. von $v = \omega\,r = \frac{\pi\,n}{60}\,d$, sowie der verhältnissmässige Einfluss der Stirnflächen auf die Wärmeableitung (vergl. Fussbemerkung 1 auf S. 312) werden die Genauigkeit des ausgesprochenen Satzes trüben.

Wird gesetzt

$$\frac{1500\,A_z}{\mu} = w, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 371$$

so folgt

$$l \geqq \frac{P\,n}{w} \quad \text{oder} \quad n \leqq w\,\frac{l}{P} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 372$$

Hierin bedeutet w eine aus bewährten Betrieben entnommene Erfahrungszahl, welche um so grösser ausfällt, je kleiner der Reibungskoeffizient und je bedeutender unter sonst gleichen Verhältnissen die ableitbare Wärmemenge ist. Alles, was den Reibungskoeffizienten vermindert, und Alles, was die Wärmeableitung begünstigt, erhöht den Werth von w. Bei gegebener Grösse des Reibungskoeffizienten μ kann e als ein Mass der ableitbaren Wärme angesehen werden, und sei deshalb mit w zeichnet. Mit Rücksicht auf die zweite der Beziehungen (372) kann w auch auffasst werden als Umdrehungszahl, welche für Zapfen zulässig wäre, die auf jeden cm inge durch 1 kg Zapfendruck belastet werden.

In den Beziehungen 370 und 372 ist bei Veränderlichkeit von P während einer Umdrehung dessen mittlerer Werth zu setzen, da es sich um die der Reibung $P\,\mu$ oportionale mechanische Arbeit während der Umdrehung handelt.

Die Erfahrungszahl w in der Beziehung 372 erscheint ausser von den in Betracht kommenden Materialien abhängig von den Abmessungen, von der Vollkommenheit der Ausführung von Zapfen und Lager, von der Genauigkeit der Lage beider zu einander, von dem Schmiermaterial und der Vollkommenheit der Schmierung, sowie von der Stärke der Wärmeentziehung, welche ihrerseits wieder bedingt wird von den Betriebsverhältnissen u. s. f.

Soll w, also auch die zulässige Umgangszahl, möglichst gross ausfallen, so ist zunächst für den Zapfen ein gleichartiges und genügend hartes (jedoch nicht sprödes) Material zu wählen, welches überdies eine vollkommen dichte und glatte Oberfläche liefert — Tiegel-Gussstahl steht demnach für Zapfen oben an —. Hierauf ist, nachdem man bei Feststellung der Zapfenabmessungen (Gl. 368, 369) beachtet hat, dass eine

kleine Flächenpressung im Sinne hoher Umgangszahlen liegt, das Augenmerk auf Herstellung einer genauen kreiscylindrischen Form und sodann auf Erzeugung vollkommener Glätte der Oberfläche zu richten. Von nicht minderer Bedeutung ist der richtige Zusammenbau von Zapfen und Lager: die grösste Sorgfalt scheint hier unbedingt erforderlich. Unter schwierigen Verhältnissen wird man zum Zwecke der Aufrechterhaltung der richtigen Lage zwischen Zapfen und Gleitfläche des Lagers zu gelenkartiger Konstruktion des Letzteren mit der Fähigkeit der Lagerschalen, sich selbstthätig einzustellen, veranlasst werden. Bei der Schmierung kommt neben deren gesicherter Wirksamkeit die für die gerade vorliegenden Betriebsverhältnisse geeignete Beschaffenheit des Schmiermittels in Betracht.

Die Wärmeableitung wird eine um so bedeutendere sein, je grösser unter sonst gleichen Verhältnissen die Wärme abführenden Oberflächen sind, je weniger Widerstand die Wärmeübertragung nach aussen hin findet, je stärker die Wärme entziehende Wirksamkeit der Umgebung ist: bei niedriger Temperatur der Lager und Zapfen umgebenden Atmosphäre wird weniger leicht ein Heisslaufen eintreten, als bei höherer; ein unbewegliches, von ruhender oder wenig bewegter Luft umgebenes Lager wird eher heissgehen, als ein rasch durch die Luft eilendes (Kurbelzapfenlager und dergl.) oder von bewegter Luft bespültes; durch Wasserkühlung lässt sich mehr Wärme abführen als durch Kühlung mittelst Luft u. s. w. Erfolgt die Wärmeerzeugung vorzugsweise an einer Stelle des Lagers (weil der Zapfendruck seine Richtung stets beibehält oder nur wenig ändert), so wird unter sonst gleichen Verhältnissen eher ein Warmlaufen eintreten, als wenn diese Stelle stetig wechselt.

Hinsichtlich des Materials der Lagerschalen scheint es festzustehen, dass manche Legirungen (Weissguss, Weissmetall) grössere Werthe von w ergeben. Wie gross zutreffendenfalls der einzuräumende Vorzug derselben vor guter Bronce sein dürfte, kann zur Zeit noch nicht als bestimmt angesehen werden.

Setzen wir, um sicher zu rechnen, unter Bezug auf das am Schlusse von I, 3, c (S. 307 und 308) Bemerkte $\mu = \frac{1}{20}$, so findet sich aus Gl. 370

$$l \geqq \frac{P n}{30\,000\, A_z} \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 373$$

Mit Rücksicht auf die grosse Unsicherheit, welche hinsichtlich des Werthes μ besteht, erscheint es jedoch einfacher, von der Beziehung 372 auszugehen und anzugeben, welche Werthe von w bewährte Konstruktionen zeigen [1]).

---

[1]) Zur Prüfung ausgeführter Zapfen ist es bequem, in der Weise zu rechnen, dass untersucht wird, ob das Produkt aus Flächenpressung $k = P : l\,d$ und Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens $v = \omega\, r = 0{,}5\, \omega\, d$ das für zulässig erachtete Mass überschreitet oder nicht. Die Beschreitung dieses Weges führt mit $\mu = 0{,}05$ zu

$$A_z = \frac{\frac{4}{\pi}\,\mu\, P\, r}{l\, d} = \frac{4}{\pi}\,\mu\, k\, v,$$

$$k\, v = \frac{\pi}{4}\,\frac{1}{\mu}\, A_z = 15.7\, A_z,$$

sodass der zulässigen Reibungsarbeit $A_z = 1$ ein zulässiges Produkt $k\, v = 15{,}7 = \backsim 16$ entspricht, oder auch mit Rücksicht auf Gl. 371

$$k\, v = \frac{\pi}{4}\,\frac{1}{\mu}\,\frac{\mu\, w}{1500} = \frac{\pi}{6000}\, w.$$

ei normalen Betriebsdampfmaschinen finden sich folgende Werthe.
ır die Kurbelzapfen (Gussstahl-, Bronce- oder Weissgusslager), bei denen
:halen mit nahezu gleicher Stärke die Wärme abführen und bei denen durch Luftzug (infolge des Eilens durch die Luft) die Vorbedingung kräftiger Ab- erfüllt ist, galt früher $w = 35000$ (entsprechend $A_z = 1{,}25$, sofern $\mu = \frac{1}{20}$ $= \backsim 20$) als Werth, über den man nicht gern hinausging; in neuerer Zeit sich Ausführungen bis zu $w = 90000$ und darüber (entsprechend $A_z = 3$, ıss, oder $k\,v = 47$), allerdings unter Verhältnissen, die als günstig bezeichnet müssen: geringe Zapfenlänge (gekröpfte Welle, also vergleichsweise kleine pressungen k), wirksame Wärmeableitung durch die verhältnissmässig grossen :hen des Stangenkopfes, grosse Umgangszahl und scharfer Luftzug, vorzüg-.sführung und Wartung, sowie eine Sorgfalt hinsichtlich der Schmierung, wie er nicht üblich war. Unter allen Umständen ist festzuhalten, dass man nur ıgen mit w bis 90000, oder mit $k\,v$ bis $\backsim 50$ gehen soll. Soweit die dem ·r zur Verfügung stehenden Erfahrungen reichen, scheint es zulässig, mit w, $_z$ oder $k\,v$ um so höher zu gehen, je kleiner die thatsächliche Flächenpressung ı werden kann. Diese Bemerkung gilt auch für die im Folgenden erwähnten

e Zapfen der Schwungrad- oder Kurbelwelle, bei denen die Wärme-ıg vorzugsweise durch die eine (untere) Hälfte des Lagers erfolgt und bei der frische, die Abkühlung unterstützende Luftzug fehlt, wurden früher mit 000 ($A_z = 0{,}5$, oder $k\,v = \backsim 8$) bemessen; unter Verwendung von Weissguss bis $w = 40000$ und noch darüber gegangen ($A_z = 1\,{}^1\!/_3$, oder $k\,v = 21$), ;setzt, dass der Lagerdruck weniger von unveränderlich abwärts wirkenden en, als von dem der Grösse und Richtung nach wechselnden Druck auf den apfen herrührt.
ıss sich bei Walzenzugsmaschinen noch erheblich höhere Werthe für w (A_z, $k\,v$) sei ebenso hervorgehoben, wie die daselbst dann meist getroffene Vorsichts-el, die Wärmeabführung durch Wasserkühlung ausserordentlich zu verstärken. .ese Vorsichtsmassregel findet sich in neuester Zeit auch bei manchen Dampf-en für den Betrieb von Dynamos; hier, wo die gekröpfte Welle in einer n Anzahl von Lagern zu liegen pflegt, wo es sich als unmöglich erweist, iger Sicherheit festzustellen, welchen Druck die einzelnen Lager empfangen, a es allerdings räthlich erscheinen, Wasserkühlung vorzusehen. Maschinen ırt sind beispielsweise die stehenden 1000-pferdigen Betriebsmotoren — Zwei-maschinen — der Centralstationen der Berliner Elektricitätswerke, von Van :rchove in Gent geliefert. Die doppelt gekröpften, rund 11^{m} langen Kurbel-uhen in je 6 Lagern, die sämmtlich (ebenso die Gleitbahnen der Gradführungen) :ühlung besitzen.
ie Achsen der Personenwagen auf Eisenbahnen laufen noch befriedigend : 80000 ($A_z = 2\,{}^2\!/_3$, k bis etwa 30^{kg}), die Laufachsen dreiachsiger Loko-n ergeben bei Schnellzugsgeschwindigkeit bis $w = 150000$ ($A_z = 5$, k bis ^{kg}), die äusseren Kurbelzapfen von Lokomotiven bis 250000 ($A_z = 8\,{}^1\!/_3$). ist allerdings — ausser der besonderen Lagerkonstruktion — der Umstand leutung, dass mit wachsender Umgangszahl der Achsen die Zuggeschwindig-

keit wächst und damit ebenfalls die Wärmeentziehung eine stärkere wird. Ueberdies macht sich bei den zuletzt genannten Zapfen die Abkühlung durch die Stirnfläche des Zapfens und des Stangenkopfes stark geltend. Auch nimmt man bei Lokomotiven eine Abnützung in den Kauf, welche bei Betriebsdampfmaschinen in der gleichen Zeit für unzulässig bezeichnet werden würde.

Nach dem, was oben über den Zapfenreibungskoeffizienten zu bemerken gewesen ist, erscheint es ganz naturgemäss, dass bei thunlichster Erfüllung der Bedingungen, unter denen die Reibung nach Möglichkeit klein ausfällt, mit Grössen von w gearbeitet werden kann, welche ein Vielfaches von denjenigen Werthen bilden, die man als sicher bewährte anzusehen geneigt ist. Allerdings wächst damit die Wahrscheinlichkeit, dass bei Unregelmässigkeiten im Betriebe sehr rasch ein Heisslaufen und dessen Folgen sich einstellen können. Wenn beispielsweise ein Zapfen mit grosser Umgangszahl bei dem Reibungskoeffizienten 0,005, welcher Werth nach dem oben Erörterten sehr wohl möglich ist, kalt läuft und durch irgend welche Unregelmässigkeit in der Schmierung oder in der Stellung der Lagerschale zum Zapfen u. s. w. an einem Theile der gleitenden Oberflächen die festen Körper in Berührung kommen, also an die Stelle der Flüssigkeitsreibung diejenige fester Körper tritt, so kann damit eine Steigerung des Reibungskoeffizienten auf das Zehn- und Zwanzigfache verknüpft sein: Zapfen und Lager werden heisslaufen müssen.

Bei Berechnung des Zapfens ist nun in der Weise vorzugehen, dass zunächst der grösste zulässige Werth von $l:d$ nach Gl. 369 festgestellt wird; dann ist d für ein gewisses $l:d$, welches diesem Grösstwerth höchstens gleich gewählt werden darf, aus der Gleichung $P = k\,l\,d$ zu bestimmen. Mit d folgt l. Hierauf ist nachzusehen, ob dieser Werth l die Beziehung 372 befriedigt oder nicht. Im ersteren Falle können die erhaltenen Grössen d und l beibehalten werden, im letzteren dagegen ist aus Gl. 372 die Länge l und sodann mit diesem aus Gl. 366 der Durchmesser d zu berechnen, sofern man eine Steigerung von l unter den gegebenen Verhältnissen für zulässig erachtet (vergl. die folgenden Beispiele).

Die Schulterhöhe x, Fig. 202, S. 308, kann genommen werden

$$x = \frac{d}{16} + 5^{mm} \text{ bis } \frac{d}{10} + 5^{mm}.$$

Beispiele.

1. Es sollen die Abmessungen des Kurbelzapfens einer Betriebsdampfmaschine, welche 60 Umdrehungen in der Minute macht und für die der grösste hinsichtlich der Biegungsbeanspruchung und der Flächenpressung in Rechnung zu stellende Zapfendruck 7800^{kg} beträgt, während der mittlere, die Reibungsarbeit auf eine Umdrehung bestimmende Zapfendruck zu 6000^{kg} sich ergiebt, ermittelt werden.

Gussstahl als Zapfenmaterial vorausgesetzt, folgt aus Gl. 369 mit $k_b = 500$ (da die Beanspruchung nicht vollständig wechselt, so könnte k_b noch etwas höher gewählt werden) und $k = 60$

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 \,.\, 500}{60}} = \sqrt{1,67} = 1,3.$$

Unter Zugrundlegung dieses Werthes findet sich

$$7800 = 60 \,.\, 1,3\, d^2,$$

$$d = 10^{\text{cm}},$$

$$l = 1,3\, d = 13^{\text{cm}}.$$

Die Beziehung 372 führt mit $w = 37\,500$ zu

$$l \geqq \frac{6000 \,.\, 60}{37\,500} = 9,6^{\text{cm}},$$

welche Forderung durch $l = 130^{\text{mm}}$ befriedigt ist.

Würde die Umgangszahl der Maschine eine solche sein, dass $l > 130^{\text{mm}}$ sich ergeben hätte, so würde man mit Rücksicht darauf, dass es gerade bei Kurbelzapfen schwer hält, die gleichmässige Berührung mit dem Lager dauernd zu sichern, und zwar um so schwerer, je länger der Zapfen ist, zunächst bestrebt sein müssen, durch Vorzüglichkeit der Ausführung u. s. w. eine entsprechende Steigerung von w zulässig zu machen. Lange Kurbelzapfen sind ausserordentlich empfindlich gegenüber selbst kleinen Abweichungen der Kurbelwelle von der richtigen Lage, d. i. von der Rechtwinkligkeit zur Schwingungsebene der Schubstange.

2. Der mit $P = 5000^{\text{kg}}$ nahezu unveränderlich und in der gleichen Richtung gepresste Zapfen einer durch ein schweres Rad belasteten Stahlwelle, welche sich in der Minute 72mal dreht, ist zu berechnen.

Da hier voraussichtlich die Reibungsarbeit für die Zapfenlänge bestimmend sein wird, so werde von Gl. 372 ausgegangen und hierbei $w = 15\,000$ gewählt. Damit folgt alsdann

$$l \geqq \frac{5000 \,.\, 72}{15\,000} = 24^{\text{cm}}.$$

Mit diesem Werthe und $k_b = 400$ ergiebt sich

$$5000\, \frac{24}{2} = 40\, d^3,$$

$$d = \sqrt[3]{1500} = 11,5^{\text{cm}}.$$

Wir wählen $d = 120^{\text{mm}}$. Das entspricht einer Flächenpressung von

$$k = \frac{5000}{24 \,.\, 12} = 17,3^{\text{kg}},$$

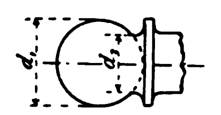
welcher Werth mit Rücksicht auf die Unveränderlichkeit der Richtung, wie der Grösse des Zapfendruckes (auch während der Ruhe), und unter Beachtung der Umdrehungszahl bereits ziemlich Sorgfalt hinsichtlich der Schmierung angezeigt erscheinen lassen würde.

Soll bei längeren Zapfen mit ausreichender Sicherheit auf gleichmässige Berührung mit dem Lager gerechnet werden, so muss sich die Lagerschale selbstthätig einstellen können.

b. Der kugelförmige Tragzapfen.

Wie bereits bemerkt, findet dieser Zapfen beinahe ausschliesslich als Kurbelzapfen (Dampfmaschine, Sägegatter u. s. w.) Verwendung, weil er bei genauer Kugelform nicht empfindlich ist gegen Abweichungen der Kurbelwelle von ihrer richtigen Lage. Das ist wohl auch der einzige Vortheil, den er bietet.

Fig. 203.



Wir sahen auf S. 301, dass für den üblichen Werth $l:d=1{,}25$ des cylindrischen Zapfens der Kugelzapfen vom Durchmesser d_1 dem ersteren vom Durchmesser d gleichwerthig ist, wenn

$$d_1 = 1{,}4\, d.$$

Daraus folgt dann bei Belastung des cylindrischen Kurbelzapfens mit $60\, d\, l$ die zulässige Belastung k des gussstählernen gehärteten Kugelzapfens aus

$$P = 60\,\frac{5}{4}\,d^2 = k d_1^{\,2} = k\,.\,1{,}4^2\,d^2,$$

$$k = 38{,}3,$$

welchen Werth wir auf 40 abrunden wollen, sodass also für kugelförmige Kurbelzapfen sich ergiebt

$$P = 40\, d_1^{\,2}, \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 374$$

worin d_1 den Kugeldurchmesser in cm bedeutet.

Ferner gilt, sofern die ableitbare Wärme proportional gesetzt werden darf $\frac{\pi}{4}\,d_1^{\,2}$,

$$A_z = \frac{A}{\frac{\pi}{4}\,d_1^{\,2}}$$

und nach Gl. 362

$$A_z \geqq \left(\frac{4}{\pi}\,\mu\,P\,\frac{d_1\,\omega}{200}\right) : \frac{\pi}{4}\,d_1^{\,2},$$

woraus mit $\mu = \frac{1}{20}$

$$d_1 \geqq \frac{Pn}{24\,000\,.\,A_z},$$

und mit

$$A_z = \frac{5}{4}$$

$$d_1 \geqq \frac{Pn}{30\,000} \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 375$$

Ganz besondere Beachtung verdient bei Anordnung eines Kugelzapfens der Umstand, dass dieser seine Daseinsberechtigung der Voraussetzung verdankt, seine Oberfläche sei genau kugelförmig. Es ist deshalb auf die Herstellung grosse Sorgfalt zu verwenden. Ein nicht ganz genau gearbeiteter Kugelzapfen läuft viel schlechter als ein cylindrischer Zapfen. Die Schwierigkeit der Herstellung, welche besonders bei nicht mit der Arbeit vertrauten Leuten sich geltend macht, mag wohl eine weitere Ursache sein, dass der Kugelzapfen nur selten an

führt wird. Hierzu tritt noch der Uebelstand, dass für bedeutende Kräfte der rchmesser gross ausfällt und damit unbequem werden kann. Auch der Umstand mmt in Betracht, dass durch Abnützung die genaue Kugelform, selbst wenn sie sprünglich vorhanden war, leidet.

Um die Berührungsfläche möglichst gross zu erhalten, nimmt man den Durchesser d_2 am Halse des Zapfens, Fig. 203, etwas knapp und geht mit k_b hinauf bis 50 Kilogramm, was übrigens, da die Beanspruchung nicht vollständig zu wechseln liegt, sehr wohl zulässig ist. Mit 0,4 d_1 als Hebelarm folgt dann

$$40\, d_1^2 \,.\, 0{,}4\, d_1 = 65\, d_2^3,$$

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{0{,}25} = \frac{5}{8}\, d_1.$$

Beispiel.

Für die unter a im ersten Beispiele behandelte Dampfmaschine würde der gehärtete Kugelzapfen aus Gussstahl einen Durchmesser

$$d_1 = \sqrt{\frac{7800}{40}} = 14^{cm}$$

rhalten, sofern

$$n \leqq \frac{14\,.\,30\,000}{6000} = 70,$$

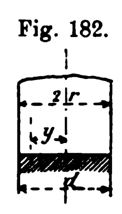
as zutrifft. Andernfalls würde auf die Beziehung 375 zurückzugreifen sein.

2. Spurzapfen.

Hier sind dieselben Gesichtspunkte massgebend, von denen bei Berechnung der ragzapfen ausgegangen wurde.

a. Der ebene Spurzapfen.

Fig. 182.



Die zweite der oben (S. 308) zu Anfang von II ausgesprochenen orderungen giebt, wenn die zulässige Flächenpressung k hier — unter usserachtlassung der Verminderung der Auflagerfläche seitens der chmiernuthen (10 bis 20 %) — durch den Quotienten $P : \frac{\pi}{4} d^2$ emessen wird, die Gleichung

$$P = k \frac{\pi}{4} d^2 = \backsim 0{,}8\, k\, d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 376$$

Die dritte Forderung führt, insoweit die ableitbare Wärme proportional gesetzt erden darf, dem Zapfenquerschnitt $\frac{\pi}{4} d^2$, in ähnlicher Weise wie bei dem cylindrihen Tragzapfen erörtert worden ist, zu der Bedingung, dass die auf die Flächen-

einheit desselben entfallende Reibungsarbeit, d. i. $A : \frac{\pi}{4} d^2$ für gleichartige und unter denselben Verhältnissen arbeitende Zapfen und Lager einen gewissen Werth A_z nicht überschreiten soll, d. h. mit Rücksicht auf Gl. 334

$$A_z \geqq \frac{\frac{1}{2} \mu P \frac{d}{200} \frac{\pi n}{30}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{\mu P n}{3000 \, d},$$

woraus

$$d \geqq \frac{\mu}{3000 \, A_z} P n, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 377$$

und mit

$$\frac{3000 \, A_z}{\mu} = w \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 378$$

$$d \geqq \frac{P n}{w} \quad \text{oder} \quad n \leqq w \frac{d}{P} \quad \ldots \ldots \quad 379$$

In der Gl. 377 bis 379 ist bei Veränderlichkeit der Kraft P während eines Umgangs deren mittlerer Werth zu setzen, da es sich um die der Reibung $P\mu$ entsprechende mechanische Arbeit handelt.

Wie gelegentlich der Behandlung der Zapfenreibung erörtert worden ist, bildet bei den Spurzapfen die Oelzufuhr einen Gegenstand von besonderer Wichtigkeit. Die zulässige Flächenpressung k, sowie die zulässige Reibungsarbeit A_z, bezw. der Wärmekoeffizient w hängen, abgesehen von Anderem, in hohem Masse von der Vollkommenheit der Einrichtungen in dieser Beziehung ab. Wenn das Oel durch Druck z. B. mittelst Pumpe gezwungen wird, die Berührungsfläche des Zapfens mit dem Lager zu durchfliessen, wenn hierdurch nicht allein für vollkommene Schmierung, sondern auch gleichzeitig für Abfuhr von Wärme Sorge getragen ist, so kann mit den Werthen von k und A_z, bezw. w ziemlich hoch gegangen werden, je nach den Umständen über die bei den Tragzapfen angegebenen Werthe mehr oder minder hinaus. Wo besondere Einrichtungen dieser Art für die Schmierung nicht getroffen sind, wo auch keine die Wärmeabfuhr begünstigenden Einflüsse thätig sind, da ist es keinesfalls gerathen, höhere Werthe für k (in Gl. 376) als oben unter Tragzapfen (S. 311) angeführt wurden, zu nehmen. Dies giebt für gehärteten Gussstahl auf guter Bronce

$$P \geqq \frac{\pi}{4} d^2 \,.\, 90 = \backsim 70 \, d^2.$$

Wenn ausführbar, bleibt man nach Möglichkeit weit unter diesem Werthe.

Tiegel-Gussstahl auf dichtem Gusseisen von ausreichender Härte findet sich in neuerer Zeit bei Turbinen-Spurlagern u. s. w. ziemlich häufig. Es scheint, dass hierbei mit der Belastung bis nahe an die Werthe gegangen werden kann, welche für Broncelager gelten.

Was A_z, bezw. w anbelangt, so sollte unter den bezeichneten Verhältnissen für die Spurlager von Triebwerken bei Wahl von $\mu = \frac{1}{20}$, also

$$d \geq \frac{P n}{60\,000\, A_z}, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 380$$

mit A_z ohne Noth nicht über $^2/_3$ hinausgegangen werden, d. i. in Gl. 379 $w = 40\,000$.

Bei Turbinen finden sich, wenn man den Angaben der betreffenden Veröffentlichungen trauen darf[1]), Werthe von w bis zu 180 000 (entsprechend $A_z = 3$) bei nicht vorhandener Reibung an der Mantelfläche des Spurzapfens. Die Möglichkeit, soweit zu gehen, soll bei sorgfältigster Konstruktion, Ausführung und Wartung nicht bestritten werden, aber auch hier gilt, was hinsichtlich w S. 315 und 316 für die Tragzapfen bemerkt worden ist. Bei thatsächlich bewährten Zapfen kennt Verfasser als höchsten Werth $w = 125\,600$, entsprechend $A_z = 2{,}09$ (Zapfen nach Fig. 184, Gleitfläche durch Kugellagerung selbstthätig einstellbar, $d_2 = 140^{mm}$, $d_1 = 50^{mm}$, $P = 7536^{kg}$ — genau ermittelt —, $n = 150$; Schmiermaterial: Senföl), und räth deshalb ab, über diesen Werth hinauszugehen, empfiehlt vielmehr, darunter zu bleiben.

Ueberdies muss bei endgiltiger Entscheidung im Auge behalten werden, inwieweit Reibung auch an der Mantelfläche des Spurzapfens auftritt. Ist das überhaupt und in erheblichem Masse der Fall, so wird mit w keinesfalls bis zu dem sonst wohl noch für zulässig erachteten Grenzwerth gegangen werden dürfen. Dann wird reiflich erwogen werden müssen, ob man wesentlich über $w = 40\,000$ hinausgeht.

Das Vorstehende bezog sich auf beständig umlaufende Zapfen. Für andere Zapfen, welche nur schwingen oder sehr langsam sich drehen, wie z. B. der Zapfen eines Drehkrahns u. s. w., kann k nach Massgabe des S. 311 Bemerkten entsprechend höher gewählt werden.

Beispiele.

1. Eine mit $P = 3200^{kg}$ belastete senkrecht stehende Triebwerkswelle soll gehärtete Gussstahlzapfen erhalten. Die Umgangszahl beträgt 120 in der Minute.

Die Beziehung 379 fordert mit $w = 40\,000$

$$d \geq \frac{3200 \,.\, 120}{40\,000} = 9{,}6^{cm},$$

entsprechend einer Flächenpressung von

$$k = \frac{3200}{\frac{\pi}{4} \,.\, 9{,}6^2} = 44^{kg},$$

welcher Werth zulässig ist.

2. Die Belastung des Oberwasser-Spurzapfens einer Turbine, welche 60 Umdrehungen in der Minute vollführt, beträgt 6000^{kg}.

Die Beziehung 379 verlangt

$$d \geq \frac{6000 \,.\, 60}{40\,000} = 9^{cm}.$$

[1]) Nicht selten wird der vom Wasserdruck herrührende Antheil der Zapfenbelastung bedeutend zu gross in Rechnung gestellt; dann bekommt man allerdings Zapfen, die bei hohen Werthen von k und w sich bewähren. Aber diese Werthe sind nur die errechneten; die wirklichen erweisen sich bedeutend kleiner. (Ueber die Bestimmung des Zapfendruckes von Turbinen findet sich in § 15 des Verfassers Arbeit: „Die Wasserräder", Stuttgart 1886, das Erforderliche angegeben.)

Dabei würde die Flächenpressung betragen

$$k = \frac{6000}{\frac{\pi}{4}\, 9^2} = 94^{\text{kg}}.$$

Zur Herabsetzung derselben entscheiden wir uns für

$$d = 100^{\text{mm}},$$

entsprechend

$$k = \frac{6000}{\frac{\pi}{4} \cdot 10^2} = 76^{\text{kg}}.$$

3. Eine Turbine mit 1200^{kg} Belastung des Spurzapfens bei 150 Umdrehun in der Minute.

Mit Rücksicht darauf, dass für verhältnissmässig geringe Zapfenbelastun auch die Flächenpressung klein gewählt werden darf, entscheiden wir uns für k e gleich 50^{kg}, sodass

$$1200 = 50 \frac{\pi}{4} d^2,$$

woraus

$$d = 5{,}5^{\text{cm}}.$$

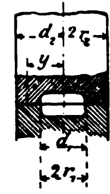
Die Beziehung 379 würde bedingen mit $w = 40000$

$$d \geqq \frac{1200 \cdot 150}{40000} = 4{,}5^{\text{cm}},$$

also $d = 5{,}5^{\text{cm}}$ ausreichend.

b. Der ringförmige Spurzapfen.

Fig. 184.



Hier gelten die Gleichungen

$$P = k \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{\mu P n}{3000 A_z} = \frac{P n}{60000 A_z} = \frac{P n}{w}, \quad \ldots\ldots$$

sofern $\mu = \frac{1}{20}$ gesetzt wird. Hierbei gilt hinsichtlich A_z, bezv das unter a Bemerkte.

Dass sich die Beseitigung des mittleren Theiles eines Spurzapfens, also Umwandlung desselben in einen Ringzapfen empfiehlt, ist bereits S. 289 bem worden. Der hiermit entstehende Verlust an Stützfläche ist verhältnissmässig bedeutend und kann leicht durch Vergrösserung von d_2 ausgeglichen werden. Er sich beispielsweise für den Durchmesser eines Vollzapfens $d = 120^{\text{mm}}$ und wird den Fall einer solchen Verwandlung $d_1 = 50^{\text{mm}}$ gewählt, so wird die ursprüng vorhandene Stützfläche wieder gewonnen bei dem aus

$$\frac{\pi}{4} (d_2^2 - 5^2) = \frac{\pi}{4} 12^2$$

bestimmten Durchmesser

$$d_2 = \sqrt{12^2 + 5^2} = 13^{\text{cm}}.$$

Hiernach fordert die Beseitigung der inneren Kreisfläche von 50 mm Durchmesser nur eine Vermehrung des äusseren Durchmessers um 10 mm.

Auch der verhältnissmässige Verlust an Stützfläche infolge der Schmiernuthen ist bei den Vollzapfen erheblich grösser, als bei Ringzapfen.

Uebrigens ist der gewöhnliche Vollzapfen mit Schmierloch in der Mitte streng genommen schon ein Ringzapfen.

Dagegen giebt der Letztere einen grösseren Verlust an Reibungsarbeit, bei dem angeführten Beispiele im Verhältniss von $12 : (5 + 13) = 1 : 1,5$.

Wird $d_2 - d_1 = 2\,b$ gleich der doppelten Ringbreite gesetzt, so erhellt — mit der durch die Grundlagen der Rechnung bedingten Genauigkeit —, dass die Rücksicht auf das Warmlaufen nur eine bestimmte Ringbreite fordert, gleichgiltig, in welchem Abstande von der Achse diese Ringfläche liegt.

Um die Reibungsarbeit, welche proportional diesem Abstande wächst, möglichst gering zu halten, wird die erforderliche Ringbreite in mehrere Theile zerlegt. Dadurch entsteht der Kammzapfen, Fig. 204.

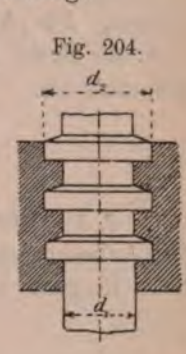


Fig. 204.

Der Durchmesser d_1 des Kammzapfens bestimmt sich einfach aus Festigkeitsrücksichten. Der Durchmesser d_2 ist in das Ermessen des Konstrukteurs gestellt. Je kleiner die Differenz $d_2 - d_1$, um so mehr Ringe sind erforderlich und umgekehrt. Anhalt giebt die empirische Gleichung

$$b = 0,1\,d_1 \text{ bis } 0,15\,d_1.$$

Bezeichnet $d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$ den mittleren Durchmesser und $\mathfrak{z}$ die Anzahl der Ringe, so folgt wegen

$$P = k\,\pi\,d_m\,b\,\mathfrak{z} = \backsim 3,2\,k\,d_m\,b\,\mathfrak{z}$$

$$b\,\mathfrak{z} = \frac{P}{3,2\,k\,d_m} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 383$$

Ausserdem

$$b\,\mathfrak{z} \gtreqless \frac{\mu\,P\,n}{6000\,A_z} = \frac{P\,n}{w} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 384$$

Die Kammzapfen leiden unter der Schwierigkeit, die für grössere Werthe von P — und für solche haben sie erst Berechtigung — nöthige Anzahl Ringe gleichmässig aufliegend zu machen und, falls das gelungen sein sollte, diesen Zustand aufrecht zu erhalten. Daher vermeidet man sie in neuerer Zeit, wo es möglich ist. Insbesondere hat der Turbinenbau sie so ziemlich wieder aufgegeben und ist zu den ebenen Spur- und Ringzapfen zurückgekehrt. Man wählt hier lieber Durchmesser bis zu 160 mm und noch mehr, ehe man sich zu einem Kammzapfen entschliesst. Vorzugsweise finden die Kammzapfen noch in der Marine Verwendung.

Die bezeichnete Schwierigkeit veranlasst dazu, k für Kammzapfen höchstens halb so gross zu wählen, wie oben für Spurzapfen angegeben wurde, also höchstens 40 bis 45 kg bei Gussstahl auf Bronce. Häufig ist auch das noch viel zu viel. Die Nothwendigkeit, die Wärme abzuleiten, pflegt übrigens zu solchen Abmessungen zu führen, dass k recht gering ausfällt, oft nur einige Kilogramm beträgt.

Aehnlich wie mit k verhält es sich mit A_z, bezw. w. Die Wärmeableitung durch die $\mathfrak{z}$ Ringflächen von der Breite b und dem mittleren Durchmesser d_m ist eine

weit schlechtere als diejenige durch die eine Ringfläche beim Zapfen, Fig. 184; infolgedessen erscheint es nicht räthlich, mit w im Mittel über 20000 zu gehen $\left(\text{d. i. } A_z = \frac{1}{6} \text{ bei } \mu = \frac{1}{20}\right)$. Je grösser $\mathfrak{z}$, um so kleiner wird w, wie auch k zu wählen sein.

Selbst dann, wenn im neuen oder eingelaufenen Zustande Zapfen und Lager sich gleichmässig berühren sollten, so wird bei eintretender Temperaturänderung infolge der Verschiedenartigkeit des Ausdehnungskoeffizienten (Stahl, Bronce, Gusseisen u. s. w.) diese Gleichmässigkeit sofort leiden. Je wärmer Zapfen und Lager infolgedessen werden, um so mehr verstärkt sich die Ungleichmässigkeit der Auflage und damit das Warmlaufen.

Die Mindeststärke der Ringe ist durch die Beanspruchung auf Biegung bestimmt. Für Abnützung ist entsprechend zuzugeben. Die Entfernung zweier Ringe, d. h. die Breite der Ringnuthe, hängt in ganz gleicher Weise von der Art des Lagermaterials ab.

Beispiele.

1. Bei dem Kammzapfen eines Schraubendampfers beträgt die Umgangszahl 60, der Achsendruck 15000^{kg}, die Ringbreite 50^{mm}. Dann bestimmt sich die erforderliche Ringzahl nach Gl. 384 mit $w = 20000$ aus

$$5\,\mathfrak{z} \geqq \frac{15000 \,.\, 60}{20000} = 45$$

zu

$$\mathfrak{z} = 9.$$

Bei $d_m = 400^{mm}$ entspricht dies

$$k = \frac{15000}{40\,\pi \,.\, 5 \,.\, 9} = 2{,}7^{kg}.$$

2. Der Kammzapfen einer Turbine erhält einen Achsialdruck von 12000^{kg} bei 50 Umdrehungen in der Minute. Für 40^{mm} Ringbreite findet sich deren Anzahl zu

$$\mathfrak{z} = \frac{12000 \,.\, 50}{4 \,.\, 20000} = \backsim 8$$

und mit $d_m = 250^{mm}$

$$k = \frac{12000}{25\,\pi \,.\, 4 \,.\, 8} = 4{,}7^{kg}.$$

Im vorliegenden Falle würde nach Gl. 376 mit $k = 80$ ein Oberwasser-Spurzapfen genügen, dessen Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{12000}{\frac{\pi}{4}\, 80}} = \backsim 14^{cm}.$$

Die Rücksicht auf Abführung der Wärme würde nach Gl. 379 fordern, wenn, was zulässig ist, $w = 50000$ gesetzt wird,

$$d \gtrless \frac{12000 \,.\, 50}{50000} = 12^{cm}.$$

Es müsste als ganz verfehlt bezeichnet werden, hierfür einen Kammzapfen anzuordnen. Der Verlust an Reibungsarbeit würde betragen:

für den Spurzapfen mit $d = 140^{cm}$

$$A_1 = \frac{1}{2} P \mu r \omega = \frac{1}{2} P \mu \omega \, . \, 0{,}07,$$

für den Kammzapfen

$$A_2 = \frac{1}{2} P \mu (r_2 + r_1) \omega = \frac{1}{2} P \mu \omega \, . \, \frac{0{,}29 + 0{,}21}{2},$$

d. h.

$$A_2 : A_1 = 25 : 7 = 3{,}6 : 1,$$

sofern μ in beiden Fällen als gleichgross angenommen werden darf. In Wirklichkeit wird μ bei dem Kammzapfen grösser sein und damit der Unterschied des Arbeitsverlustes noch bedeutender ausfallen.

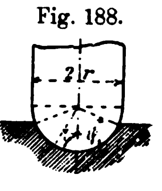
c. Der kugelförmige Spurzapfen.

Der Gang der Berechnung ist der gleiche. Als zulässige Flächenpressung darf in $P = k_1 d^2 = k_1 (2 r)^2$ genommen werden

$$\text{für } \varphi_1 = \frac{\pi}{4} \qquad \frac{\pi}{2}$$

$$\text{für } k_1 = 0{,}5\, k \qquad 0{,}7\, k.$$

Fig. 188.



Beispiele von Zapfenkonstruktionen werden bei denjenigen Gegenständen besprochen werden, von welchen sie einen Bestandtheil bilden (Achsen, Wellen, Kurbeln u. s. w.).

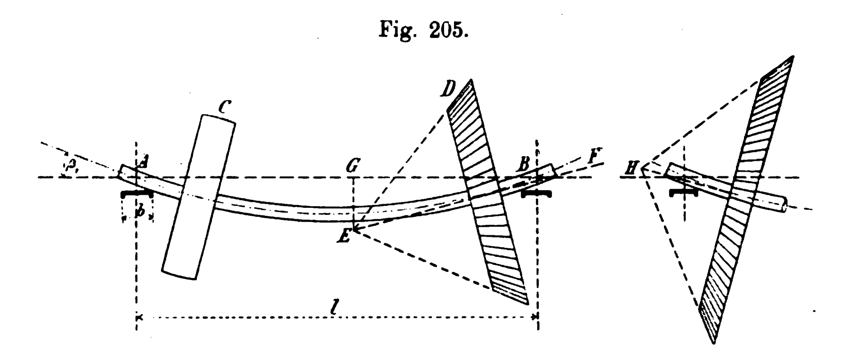
B. Achsen und Wellen.

Unter Achsen werden mit Zapfen versehene, sich drehende oder schwingende Träger von Maschinentheilen verstanden. Tritt zu dem Zwecke des Tragens, Stützens noch der weitere des Fortpflanzens drehender Momente, so heissen diese Achsen Wellen. Wird zunächst abgesehen von den durch Druckkräfte beanspruchten, senkrecht stehenden Achsen und Wellen, sowie von dem Einflusse der mit der Biegung und Drehung fast ausnahmslos verknüpften Schubkraft, so sind Achsen vorzugsweise nur durch biegende Momente, Wellen durch biegende und drehende Momente beansprucht. Die Berechnung der Wellen enthält demnach diejenige der Achsen als Sonderfall in sich. Streng genommen ist jede Achse eine Welle, weil die Zapfenreibung ein Drehungsmoment liefert.

Für die Abmessungen können massgebend sein: Die Biegungs- und die Drehungsanstrengung da allein oder beide in Verbindung (Anstrengung im Sinne de- ter d, S. 61), ausserdem aber auch die Form-

änderung, welche die Achse oder Welle erfährt (zweiter Gesichtspunkt unter *d*, S
In letzterer Hinsicht verdient insbesondere die Durchbiegung Beachtung. Da
Umstand noch immer häufig übersehen wird, so sei er etwas ausführlicher h
gehoben. Denken wir uns beispielsweise eine an den Enden gelagerte und
dem eigenen Gewicht noch durch eine Riemenscheibe (mit nach abwärts gerich
Riemenzug) und durch ein Kegelrad belastete Welle, so wird sich dieselbe d

Fig. 205.



biegen, etwa wie Fig. 205 in übertriebener Weise darstellt. Diese Durchbi
hat zur Folge:

1) dass die gleichmässige Berührung zwischen den Lagern und der
aufhört;

2) dass die Spitze *E* des dem Rade *D* zu Grunde liegenden Kegels um
mehr oder minder grosse Strecke *G E* unter die gerad gedachte Wellenachse
fällt, und dass die Achse *E F*, um welche sich das Rad *D* in Wirklichkeit
gegen den Horizont geneigt ist;

3) dass die Mittelebene der Riemenscheibe *C* nicht mehr senkrecht zu
steht, sondern dass sich dieselbe um eine gegen den Horizont geneigte Achse

Die unter Ziffer 1 bezeichnete Folge verursacht für den Fall, dass sic
Lagerschale nicht selbstthätig einstellen kann, eine Zusammendrängung des Za
und Lagerdruckes an der inneren Lagerseite und damit Heisslaufen oder auch
fressen der Gleitflächen. Je mehr die Lagerbreite *b* beträgt und je grösser
Winkel β_1 ist, unter welchem die elastische Linie der Welle im Lager gegen
Horizont geneigt ist, um so stärker wird sich die Wirkung einer solchen Eins
keit in der Druckvertheilung geltend machen. Bei Zapfen, deren Länge im Verg
zum Durchmesser bedeutend ist, muss eine, wenn auch geringere Einseitigkei
Druckvertheilung selbst dann stattfinden, wenn die Lagerschale sich selbstthätig
zustellen im Stande ist, da das auf die Lagerbreite entfallende Wellenstück –
sich allein betrachtet — infolge der Durchbiegung nicht gerade bleibt, sondern
gleichfalls krümmt.

Hieraus folgt die Nothwendigkeit, die Anordnung und die Abmessungen s
wählen, dass sich die erörterte Ungleichmässigkeit der Vertheilung des Zapfendr
auf die Lagerschale innerhalb zulässiger Grenzen hält.

Die unter Ziffer 2 angeführte Folge muss, da sich die Achsen der beiden
sammenarbeitenden Kegelräder im Allgemeinen nicht mehr schneiden, so

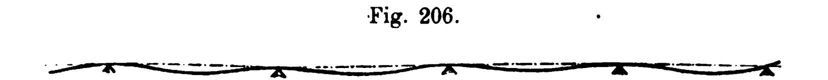
zen werden, namentlich wenn das zweite Rad des Paares eine Lage, wie in g. 205 rechts dargestellt, besitzt, zu unruhigem Gange der Räder Veranlassung ben. In solchen Fällen wird es nöthig, auf möglichste Verminderung des Höhenerschiedes der Punkte E und H hinzuwirken: durch entsprechende Wahl der dlagen auf den Wellen, sowie durch Annahme genügender Wellendurchmesser.

Die unter Ziffer 3 erkannte schiefe Lage der Riemenscheibe C wirkt nachtheilig uf den Riemenlauf ein und ruft deshalb die Forderung wach, diese Schiefe durch ächliche Wellenstärke nach Möglichkeit gering zu halten.

In allen Fällen empfiehlt es sich, die Entfernung der Lager solcher Wellen ach Thunlichkeit klein zu wählen, und die biegenden Momente durch möglichst hes Heransetzen der Scheiben, Räder u. s. w. an die Lager zu vermindern.

Handelt es sich nicht um eine an ihren Enden gelagerte Welle, sondern um inen ganzen Wellenstrang, wie Fig. 206 andeutet, der, aus einzelnen Wellen mittelst

Fig. 206.



Kupplungen hergestellt, in einer seiner Länge entsprechenden Anzahl von Lagern ruht, so fällt allerdings die Durchbiegung unter sonst gleichen Verhältnissen geringer aus, so lange die Lager ihre richtige Stellung beibehalten. Darauf ist jedoch dauernd in der Regel nicht zu rechnen. Auch verbinden viele Kupplungen, namentlich die lösbaren, die Wellenenden nicht so starr, dass die Auffassung des Wellenstranges als ein Ganzes vollständig zutreffend wäre[1]). Unter gewissen Verhältnissen ist sogar wenigstens eine der Kupplungen so einzurichten, dass Längsbeweglichkeit der einen Wellenstrecke gegen die unmittelbar anschliessende stattfinden kann. Im Wesentlichen gilt deshalb für den mehrfach gelagerten Wellenstrang das Gleiche, was hinsichtlich der einzelnen Welle bemerkt wurde, mit Rücksicht auf die Kupplungen unter Umständen noch in höherem Masse.

I. Berechnung der Achsen und Wellen.

Es bedeute für den betreffenden Querschnitt

M_b das biegende Moment[2]),

M_d das drehende Moment,

---

[1]) In grundsätzlicher Hinsicht ist mit Rücksicht hierauf von Interesse die Verlegung der Kupplung in das Lager unter Benützung der Kupplungshülse als Lagerzapfen (A. Dülken, D. R.-P. Nr. 44037 vom 31. Jan. 1888).

[2]) Bei Feststellung von M_b für Achsen und Wellen, welche durch Seil- oder Riemenspannungen in erheblichem Masse beansprucht werden oder doch angestrengt werden können, ist zu berücksichtigen, dass man Seile und Riemen, namentlich die ersteren ziemlich häufig mit einem bedeutenden Ueberschuss an Spannung aufzulegen pflegt; infolgedessen anfänglich überaus grosse Beanspruchung oder bedeutende Durchbiegung der Achse eintreten, sowie besonders starke Neigung zum Heisslaufen des Zapfens vorhanden sein kann. (Vergl. Gl. 302, S. 254, sowie die Schlussbemerkung zu b, S. 283.)

Θ das gegenüber der Biegung in Betracht kommende Trägheitsmoment
e den Abstand der am meisten angestrengten Faser von der Nullachse
k_b die zulässige Biegungsanstrengung,
k_d „ „ Drehungsanstrengung,
d den Durchmesser einer vollen Welle,
d_1 „ inneren Durchmesser einer hohlen Welle,
d_2 „ äusseren „ „ „ „
$F = \frac{\pi}{4} d^2$, bezw. $\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$, den Querschnitt der Welle,
N die Anzahl der durch die Welle zu übertragenden Pferdestärken,
n „ „ „ Umdrehungen der Welle in der Minute,
ϑ den verhältnissmässigen Drehungswinkel,
ϑ_l „ Drehungswinkel für zwei um l von einander abstehende Querschnitte,
α den Dehnungskoeffizienten (S. 2 u. f.),
β „ Schubkoeffizienten (S. 17 u. f.).

I. Achsen.

Für Biegungsbeanspruchung allein gilt

$$M_b = k_b \frac{\Theta}{e}.$$

Querschnitt: voller Kreis

$$M_b = k_b \frac{\pi}{32} d^3 = \backsim \frac{1}{10} k_b d^3 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 3$$

Querschnitt: Kreisring

$$M_b = \backsim \frac{1}{10} k_b \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 3$$

Ist die Wandstärke $s = \frac{d_2 - d_1}{2}$ verhältnissmässig gering, so kann unter Einführung des mittleren Durchmessers $d_m = 0{,}5\,(d_1 + d_2)$ gesetzt werden

$$\frac{\Theta}{e} = \frac{\pi}{32} \frac{(d_2^2 + d_1^2)(d_2 + d_1)(d_2 - d_1)}{d_2} = \backsim \frac{\pi}{4} d_m^2 s = \backsim 0{,}8\, d_m^2 s$$

$$M_b = 0{,}8\, k_b d_m^2 s \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 3$$

In den meisten Fällen wechselt die Kraftrichtung vollständig, infolgedessen setzen ist

	für Flussstahl, (S. 35, 36)	Fluss- und Schweisseisen, (S. 35, 36)	Gusseisen, (S. 35 bis 37) ○ ●	Stahlguss, (S. 35 und 38)
$k_b =$	400 bis 500 kg,	300 bis 400 kg,	130 bis 250 kg,	250 bis 350 kg,

wobei im Falle der Verwendung von Gusseisen ausser der Güte des M
die Querschnittsform und das Vorhanden- oder Nichtvorhandensein
Einfluss ist, wie S. 36 und 37 erörtert.

Wasserradachsen aus Eichenholz können mit $k_b = 60$ kg berechnet werden.

Wechselt die Kraftrichtung nicht vollständig oder überhaupt nicht, so sind die Werthe für k_b nach Massgabe des S. 34 u. f. Gesagten zu erhöhen.

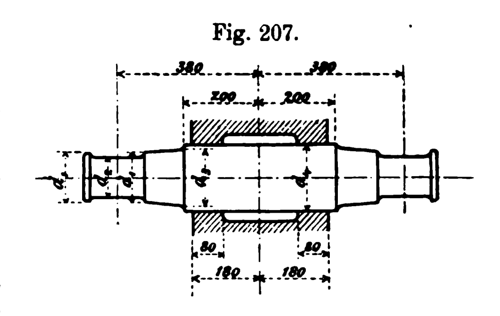
Steht zu befürchten, dass nicht die Biegungsanstrengung des Materials, sondern die Durchbiegung der Achse massgebend sein wird, so ist nach dem S. 333 u. f. Bemerkten zu verfahren.

Beispiel.

Es ist die Schwingungsachse eines Dampfmaschinenbalancier zu berechnen. Der gesammte Achsdruck beträgt 18000 kg.

Als gegeben sind anzusehen die in Fig. 207 eingeschriebenen Masse.

Fig. 207.



Wir wählen die Achse von Tiegel-Gussstahl und lassen die Zapfen ungehärtet. Die zulässige Flächenpressung zwischen Zapfen und Lager werde mit Rücksicht auf den geringen Weg, den die Zapfenoberfläche zurücklegt und mit Rücksicht auf den die Oelzuführung erleichternden Richtungswechsel des Druckes zu 60 kg angenommen. Dann folgt

$$9000 = 60\; l\; d_2$$

und unter Beachtung von Gl. 369, S. 309, woraus mit $k_b = 500$, $k = 60$

$$l = 1,3\; d_2,$$

$$9000 = 1,3\,.\,60\; d_2{}^2,$$

$$d_2 = \sqrt{115,4} = 10,8\ \text{cm},$$

$$l = 1,3\,.\,10,8 = 14\ \text{cm}.$$

Die Schulterhöhe x ergiebt sich nach S. 316 zu

$$\frac{108}{16} + 5 = 12\ \text{mm};$$

damit wird

$$d_1 = \backsim 130\ \text{mm}.$$

Ferner gilt für den Querschnitt vom Durchmesser d_3

$$9000\,.\,(38 - 20) = 50\; d_3{}^3,$$

$$d_3 = \sqrt[3]{3240} = 14,8\ \text{cm},$$

und für denjenigen vom Durchmesser d_4

$$9000\;(38 - 14) = 50\; d_4{}^3$$

$$d_4 = \sqrt[3]{4320} = 16,3\ \text{cm};$$

welch' letzterer Werth der Keilnuthe wegen auf 170 mm abgerundet werden mag.

2. Wellen.

α. Drehungs- und Biegungsanstrengung des Materials sind massgebend.

Für Beanspruchung auf Drehung allein gilt bei vollem Kreisquerschnitt

$$M_d = k_d \frac{\pi}{16} d^3 = \backsim \frac{1}{5} k_d d^3, \quad \ldots \ldots \quad 388$$

bei Kreisringquerschnitt

$$M_d = k_d \frac{\pi}{16} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} = \backsim \frac{1}{5} k_d \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \quad \ldots \quad 389$$

a) In den Fällen, in denen das Drehungsmoment ein gleichbleibendes, stossfreies ist, wird

für Flussstahl.	Flusseisen,	Schweisseisen,	Gusseisen,	Stahlguss,
(S. 35, 36)	(S. 35, 36)	(S. 35, 36 u. 63)	(S. 35, 37, 38)	(S. 35 u. 38)
k_d = 900 bis 1200 kg,	600 bis 840 kg,	360 bis 480 kg,	240 bis 300 kg,	480 bis 840 kg.

b) Schwankt das Drehungsmoment ohne Stoss, abwechselnd oder wenigstens oft zwischen Null und seinem grössten Werth, so ist

k_d = 600 bis 800 kg, 400 bis 560 kg, 240 bis 320 kg, 160 bis 200 kg, 320 bis 560 kg.

c) Wechselt das drehende Moment ohne eigentliche Stösse zwischen einem grössten Werth $+ M_d$ und einem in absoluter Beziehung gleichen oder doch nahezu gleichgrossen $- M_d$, so ist

k_d = 300 bis 400 kg, 200 bis 280 kg, 120 bis 160 kg, 80 bis 100 kg, 160 bis 280 kg.

Bei der Wahl der Werthe ist das S. 35 u. f. Bemerkte zu beachten[1]).

Eigentlichen Stosswirkungen ist durch besondere Beurtheilung Rechnung zu tragen.

Die Belastungsweise a kommt bei den üblichen Wellen kaum vor. Am nächsten stehen z. B. die Wellen von Turbinen, Wasserrädern, sofern die Arbeitsmaschinen in ihrem Kraftverbrauch nicht stark wechseln. Bei solchen Wellen liegt k_d zwischen den Werthen unter a und b. Für eichene Wasserradwellen $k_d = 50$ bis 60.

Die meisten Wellen fallen wohl in das von den Belastungsweisen b und c umschlossene Gebiet.

Für die Belastungsweise c empfiehlt es sich, Gusseisen zu vermeiden.

Ist nicht das drehende Moment, sondern die Anzahl N der zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so folgt aus

$$75\, N = \frac{M_d}{100} \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi^2}{16} \frac{n d^3}{3000} k_d$$

mit $\pi^2 = 9{,}87 = \backsim 10$

$$d = \sqrt[3]{\frac{360000}{k_d} \frac{N}{n}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 390$$

---

[1]) Inwieweit bei Verwendung gezogener Wellen — voller wie hohler — eine Erhöhung der angegebenen Werthe zugelassen werden darf, ist unter Beachtung der Fussbemerkung S. 334 zu entscheiden.

In Wirklichkeit ist keine Welle nur auf Drehung beansprucht, immer ist ein biegendes Moment vorhanden, sei es auch nur infolge ihres eigenen Gewichts, wenn die Achse nicht senkrecht steht. Es bietet nun, wie aus dem Späteren hervorgehen wird, keine Schwierigkeit, den Einfluss eines biegenden Momentes bei Bestimmung des Durchmessers einer Welle zu berücksichtigen. Immerhin ist es eine aufhältliche Arbeit, die einzelnen kleinen Biegungsmomente, herrührend vom Eigengewicht der Welle, dem Druck der dicht am Lager sitzen sollenden Scheiben oder Räder u. s. w. jedesmal besonders in Rechnung zu stellen. Es ist deshalb bequem, eine Gleichung für normale Triebwerkswellen zu besitzen, welche den angedeuteten, für gewöhnlich auftretenden Biegungsmomenten Rechnung trägt, wie auch die Durchbiegung in gewissem, wenn auch beschränktem Masse begrenzt. Als solche kann für normale Triebwerkswellen von gewöhnlichem Walzeisen angesehen werden.

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 391$$

entsprechend $k_d = 120$, sofern unterstellt wird, dass diese Anstrengung allein vorhanden sei.

Für Wellen, auf denen schwere Räder sitzen u. s. w., welche überhaupt stark auf Biegung beansprucht werden, gilt diese Gleichung im Allgemeinen nicht, hier ist dann das biegende Moment in die Rechnung einzuführen. Solches pflegt meist z. B. der Fall zu sein bei den Wellen der Kraftmaschinen, bei den ersten Antriebswellen, d. h. bei denjenigen Wellen, die an den Motor anschliessen u. s. w.

Gesellt sich zu dem drehenden Moment M_d einflussnehmend das biegende Moment M_b, so ist nach Gl. 85, S. 23,

$$k_b = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2},$$

worin bedeutet

σ die durch M_b in dem am meisten beanspruchten Punkte hervorgerufene Normalspannung,

τ die durch M_d in demselben Punkte erzeugte Schubspannung,

α_0 das Anstrengungsverhältniss, im vorliegenden Falle

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d}.$$

Durch Einführung von

$$\sigma = \frac{M_b}{\frac{1}{10}\,d^3} \quad \text{und} \quad \tau = \frac{M_d}{\frac{1}{5}\,d^3}$$

wird aus obiger Gleichung

$$k_b = \frac{10}{d^3}\left(0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0\,M_d)^2}\right)$$

oder

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0\,M_d)^2} = k_b\,\frac{1}{10}\,d^3, \quad \ldots\ldots \quad 392$$

in welcher Form sich der Ausdruck wegen der Aehnlichkeit mit der einfachen Biegungsgleichung $M_b = k_b\,\frac{1}{10}\,d^3$ am leichtesten im Gedächtniss behalten lässt.

Bezüglich der Wahl von k_b ist zu bemerken, dass bei Wellen fast ausnahmslos die Normalspannung wechselt zwischen $+\sigma$ und $-\sigma$, infolgedessen die S. 329 gegebenen Werthe in Frage kommen.

Hinsichtlich k_d ist oben bereits das Nöthige bemerkt.

β. Formänderungen (Verdrehung, Durchbiegung) sind bestimmend.

Unter Umständen ist nicht die zulässige Anstrengung gegenüber Drehung für den Durchmesser einer Welle massgebend, sondern die gesammte Formänderung, welche diese durch das drehende Moment erfährt.

Der verhältnissmässige Drehungswinkel ϑ im Bogenmass ist bestimmt durch Gl. 54, S. 18,

$$\vartheta = \frac{32}{\pi} \frac{M_d}{d^4} \beta.$$

Hiernach beträgt der im Abstande 1^{cm} von der Wellachse gemessene Verdrehungsbogen einer l^{cm} langen Welle, sofern $32 : \pi = \backsim 10$ gesetzt wird,

$$\vartheta_l = \frac{10\, M_d}{d^4} \beta\, l = \frac{2\,250\,000}{\pi} \beta \frac{N}{n} \frac{l}{d^4}, \quad \ldots \ldots \quad 393$$

woraus mit $\beta = \frac{1}{770\,000}$ (Schweisseisen)

$$\vartheta_l = \backsim 0{,}93 \frac{N}{n} \frac{l}{d^4},$$

und mit $\beta = \frac{1}{830\,000}$ (Flusseisen)

$$\vartheta_l = \backsim 0{,}86 \frac{N}{n} \frac{l}{d^4},$$

oder auch bei Einführung von

$$M_d = \frac{1}{5} k_d d^3,$$

$$\vartheta_l = 2\, \beta\, k_d \frac{l}{d},$$

$$k_d = \frac{1}{2\,\beta} \vartheta_l \frac{d}{l} \quad \ldots \ldots \quad 394$$

Aus dieser Gleichung erhellt, dass für einen bestimmten Werth ϑ_l die zulässige Anstrengung k_d proportional d und umgekehrt proportional l sein müsste, während für ein bestimmtes $\vartheta = \vartheta_l : l$ die erstere Proportionalität genügt. Je schwächer die Wellen, um so kleiner müsste die zulässige Anstrengung k_d sein, sofern die Verdrehung der Welle einen gewissen, höchstens noch für zulässig erachteten Werth nicht überschreiten soll.

Ist der Wellenstrang von ziemlicher Länge, der Durchmesser verhältnissmässig gering und das Drehungsmoment veränderlich, was meist der Fall, so kann ϑ_l nicht nur ziemlich gross ausfallen, sondern die Welle wird auch als Feder sowohl gegenüber dem Motor, wie gegenüber den Arbeitsmaschinen wirken, d. h. sie wird -

nicht gewollten Weise schwingen und dadurch die Gleichförmigkeit der Uebertragung, den ruhigen Gang beeinträchtigen. Um das zu vermeiden, ist von einem noch für zulässig erachteten Verdrehungsbogen ϑ oder ϑ_l auszugehen.

Auf die Grösse dieses Ausgangswerthes nehmen ausser der Wellenlänge die Art und die Stellung der Arbeitsmaschinen, die Ungleichförmigkeit des Ganges der Kraftmaschine, wie auch der Arbeitsmaschinen u. s. w. Einfluss, überhaupt Verhältnisse so mannigfaltiger Art, dass es unmöglich ist, hierüber allgemeine Angaben zu machen. Die Entscheidung bezüglich der Wahl von ϑ oder ϑ_l muss hier vollständig dem Ermessen des Konstrukteurs anheimgestellt werden[1]).

Häufiger als drehende Momente liefern biegende Momente eine Formänderung der Welle, welche bei innerhalb der Grenzen der zulässigen Anstrengung gelegener Inanspruchnahme des Materials unstatthaft gross erscheint, wie oben S. 326 in einem Falle des Näheren dargelegt worden ist. Es kann die Durchbiegung der Welle und damit im Zusammenhange der Winkel, unter welchem die elastische Linie an gewissen Stellen (Lager, Sitz der Räder oder Scheiben) gegen die ursprünglich gerade (gedachte) Achse geneigt ist, Veranlassung sein, dass Heisslaufen der Zapfen und Lager, unter Umständen auch Auffressen der Gleitflächen, unruhiger Gang auf der Welle sitzender Räder u. s. w. eintritt.

Wie die Gl. 26 u. f., S. 11, lehren, hat sowohl auf die Durchbiegung, als auch auf die bezeichnete Neigung die Lagerentfernung einen hervorragenden Einfluss. Wird beispielsweise nur das Eigengewicht berücksichtigt, so beträgt für eine in der Entfernung l gelagerte Welle vom spezifischen Gewicht γ mit

$$\Theta = \sim \frac{1}{20} d^4, \qquad Q = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma, \qquad P = 0,$$

die Durchbiegung in der Mitte nach Gl. 27

$$y' = \frac{5}{24} \alpha \gamma \frac{l^4}{d^2}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 396$$

und nach Gl. 28 der genannte Winkel im Lagermittel

$$\beta_1 = \frac{2}{3} \alpha \gamma \frac{l^3}{d^2} \cdot \quad \ldots\ldots\ldots \quad 397$$

---

[1]) Es ist in der Literatur üblich, aus Gl. 393 eine Beziehung für den Durchmesser d unter der Voraussetzung aufzustellen, dass ϑ nicht über $^1/_4{}^0$ auf den laufenden Meter betrage. Das giebt für den Mittelwerth

$$\beta = \frac{1}{800\,000},$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{2250\,000}{800\,000\,\pi} \frac{N}{n} \frac{100}{\frac{\pi}{180} \frac{1}{4}}} = \sim 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots \quad 395$$

Die allgemeine Verwendbarkeit dieser Gleichung ist nach Massgabe des oben Gesagten zu beurtheilen. Versuchsergebnisse oder Erfahrungen, welche der Voraussetzung $\vartheta \leqq 0{,}25^0$ (für $l = 100$ cm) eine gewisse, wenn auch nur beschränkte Grundlage geben würden, sind dem Verfasser nicht bekannt.

Für Wellen, welche grosse Drehungsmomente zu übertragen haben, ergiebt Gl. 395 zu geringe Stärken, sodass es bei Benützung dieser Gleichung in solchen Fällen jedenfalls räthlich erscheint, zu prüfen, ob die Anstrengung wie die Gesammtformänderung innerhalb der als höchstens noch für zulässig erachteten Grenzen bleiben.

Da das Produkt $\alpha\,\gamma$ für Stahl nur unbedeutend abweicht von demjenigen für schmiedbares Eisen, so ergiebt sich, dass die Formänderung einer Stahlwelle unter sonst gleichen Verhältnissen, nahezu ebenso gross ausfällt, wie diejenige einer Eisenwelle vom gleichen Durchmesser.

Hat man eine Stahlwelle in dem Masse schwächer genommen, wie es den sonst zulässigen Anstrengungen der beiden Materialien entspricht, so fällt die Durchbiegung derselben bedeutend grösser aus als diejenige der Eisenwelle. Aehnlich verhält es sich mit der Verdrehung, da der Schubkoeffizient für Stahl nicht erheblich kleiner ist, als derjenige für Eisen. Hierin liegt ein Grund, weshalb häufig Wellen und Achsen aus Stahl fast ebenso stark hergestellt werden müssen, als solche aus Eisen[1]. Hiernach sind auch die nicht selten in der Literatur gegebenen, auf die weit grössere Festigkeit des Stahles fussenden Empfehlungen des Letzteren als Material für Triebwerkswellen zu beurtheilen. Dass der Stahl für die Lagerstellen im Allgemeinen eine vollkommenere Zapfenoberfläche giebt, bleibt ein Vorzug, der durch diese Bemerkung selbstverständlich nicht berührt werden soll.

Was nun die zulässige Grösse der Durchbiegung y' oder der Neigung β_1 der elastischen Linie anbelangt, so lehrt ein Rückblick auf das S. 326 u. f. Erörterte, dass die besonderen Verhältnisse des jeweils vorliegenden Falles stark einflussnehmend auftreten müssen. Es lassen sich deshalb auch hier keine allgemeingiltigen Vorschriften geben. Für Wellen, auf denen Kegelräder nicht sitzen, wird in den meisten Fällen die Forderung ausreichen, dass die Neigung β_1 (vergl. Fig. 205, S. 326) den Werth $\frac{1}{1000}$ nicht überschreite. Kann man ohne Schwierigkeit noch unter diesem Betrage bleiben, so ist es räthlich, das zu thun.

Für die Verhältnisse, unter denen die Gl. 396 und 397 gelten, ergiebt sich durch Division der Beziehungen

$$\frac{y'}{\beta_1} = \frac{5}{16}\,l,$$

$$y' = \frac{5}{16}\,\beta_1\,l \quad \text{oder} \quad \beta_1 = \frac{16}{5}\,\frac{y'}{l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 398$$

Die Bedingung $\beta_1 \leqq 0{,}001$ führt demnach im Falle gleichmässig über die Welle vertheilter Last zu der Beziehung

$$y' \leqq \frac{5}{16}\,\frac{l}{1000} = \frac{l}{3200} = \backsim 0{,}0003\,l, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 399$$

entsprechend einer höchstens zulässigen Durchbiegung von rund 0,3^{mm} auf das Meter Wellenlänge.

Bei Belastung der Welle durch eine in ihrer Mitte wirkende Kraft P folgt nach den Gl. 27 und 30 mit $Q = 0$

---

[1]) Aehnliches gilt für gezogene Wellen. Durch das Ziehen im kalten Zustande tritt eine Verdichtung des Materials, namentlich an der Oberfläche mit der Wirkung ein, dass höher gelegt werden: die Elasticitäts- und die Proportionalitätsgrenze — nach Versuchen des Verfassers um 50 bis 100 % — sowie die Festigkeit, diese jedoch in weit geringerem Masse. Der Dehnungskoeffizient dagegen wird nur unerheblich durch das Ziehen beeinflusst. Die Zähigkeit naturgemäss ab.

Das Gesagte gilt sinngemäss auch für die rundgeglätteten bemerkung S. 352).

$$\frac{y'}{\beta_1} = \frac{1}{3}\, l,$$

$$y' = \frac{1}{3}\,\beta_1\, l \text{ oder } \beta_1 = 3\,\frac{y'}{l}, \quad \dots \dots \quad 400$$

und mit $\beta_1 \leqq 0{,}001$,

$$y' \leqq \frac{1}{3}\,\frac{l}{1000} = \frac{l}{3000}. \quad \dots \dots \quad 401$$

entsprechend einer höchstens zulässigen Durchbiegung von $^1/_3$ mm auf das Meter Wellenlänge.

Bei Zulassung von $\beta_1 = 0{,}001$ ist übrigens stets noch zu prüfen, ob nicht die Länge des Zapfens die Anordnung selbstthätig sich einstellender Lagerschalen angezeigt erscheinen lässt. Verhältnissmässig stark belastete Zapfen von 600 mm Länge bei 200 mm Durchmesser, wie sie dem Verfasser unter die Hände gekommen sind, würden mit $\beta_1 = 0{,}001$ bei eben stattfindender Berührung der inneren Kante der Lagerschale aussen um 600 . 0,001 = 0,6 mm von der Kante abstehen, also ohne die erwähnte Selbsteinstellbarkeit jedenfalls eine noch recht ungleichmässige Druckvertheilung über das Lager ergeben müssen. Dass dann Heisslaufen der Zapfen durch Verlängerung derselben nicht zu beseitigen ist, bedarf keiner weiteren Erörterung. Dass in Fällen dieser Art selbst bei Einstellbarkeit der Lagerschale eine gewisse Einseitigkeit in der Druckvertheilung nicht vermieden werden kann, wurde bereits S. 326 hervorgehoben.

In den Fällen, in welchen lediglich eine die Mitte der Welle belastende Kraft P massgebend ist, ergiebt sich d aus Gl. 30 mit $\Theta = \frac{1}{20}\, d^4$, $\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}$ und $\beta_1 = 0{,}001$ zu

$$d \geqq \sqrt[4]{\frac{5}{4}\,\alpha\,\frac{P\,l^2}{\beta_1}} = \sqrt[4]{\frac{5}{4}\,\frac{1000}{2\,000\,000}\,P\,l^2} = 0{,}16\,\sqrt[4]{P\,l^2} \quad \dots \quad 402$$

Bei nur gleichmässig über die Welle vertheilter Last liefert Gl. 397 mit den soeben angeführten Werthen von α und β_1

$$d \geqq l\,\sqrt{\frac{2}{3}\,\alpha\,\gamma\,\frac{l}{\beta_1}} = l\,\sqrt{\frac{2}{3}\,\frac{1000}{2\,000\,000}\,\gamma\, l} = 0{,}018\, l\,\sqrt{\gamma\, l} \quad \dots \quad 403$$

Wenn die Welle an einzelnen Stellen durch erhebliche, gegenüber ihrem Eigengewicht im Sinne der zur Erörterung stehenden Frage in Betracht kommende Kräfte belastet wird, wie z. B. im Falle der Fig. 205, S. 326, so kann im Allgemeinen weder Gl. 402 noch 403 ohne Weiteres benützt werden; sondern es muss vielmehr, falls sichere Beurtheilung angestrebt wird, die Neigung der elastischen Linie für die gerade vorliegenden besonderen Verhältnisse ermittelt und sodann über die Zulässigkeit derselben Entscheidung getroffen werden. Nöthigenfalls sind die Abmessungen entsprechend zu ändern.

γ. Arbeitsfähigkeit der Welle ist massgebend.

Wellen, welche verhältnissmässig grosse lebendige Kräfte in sich aufzunehmen haben, müssen dementsprechende Abmessungen erhalten. Nach dem auf S. 25 hierüber Gesagten wächst die Arbeit, welche die Welle bei ihrer Formänderung aufnehmen kann, mit dem Quadrate der zulässigen Anstrengung und dem Volumen der

Welle. Beachtung verdient hierbei der Umstand, dass durch eine einzige Eindre die Arbeitsfähigkeit der Welle in hohem Masse vermindert wird und zwar i höherem Grade als das Uebertrag vermögen, wie die folgende, Arbei Drehung voraussetzende Betrachtun kennen lässt.

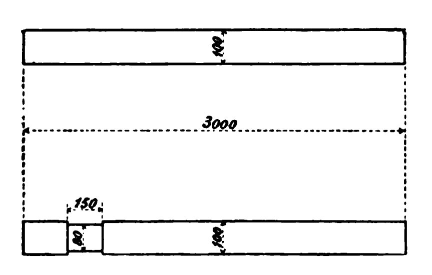


Fig. 208.

Fig. 209.

Die in Fig. 208 dargestellte ˥ überträgt mit $k_d = 120$ ein Dreh moment

$$M_d' = \frac{1}{5} \,.\, 120 \,.\, 10^3.$$

Ihre Arbeitsfähigkeit ergiebt sich mit $\beta = \frac{1}{800\,000}$ zu

$$A' = \frac{120^2}{4 \,.\, 800\,000} \frac{\pi}{4} 10^2 \,.\, 300 \text{ kgcm}.$$

Die Welle, Fig. 209, welche sich nur durch eine Lagereindrehung voı ersten Welle unterscheidet, überträgt bei gleicher Höchstanstrengung ein Mome

$$M_d'' = \frac{1}{5} 120 \,.\, 8^3$$

und besitzt eine Arbeitsfähigkeit

$$A'' = \frac{120^2 \,.\, \frac{\pi}{4} 8^2 \,.\, 15 + \left[120 \left(\frac{8}{10}\right)^3\right]^2 \frac{\pi}{4} 10^2 (300 - 15)}{4 \,.\, 800\,000} \text{ kgcm}.$$

Hiernach verhalten sich

$$M_d' : M_d'' = 10^3 : 8^3 = 1{,}95 : 1$$
$$A' : A'' = \qquad 3{,}56 : 1$$

d. h. das Uebertragungsvermögen nimmt durch die Eindrehung Verhältniss von nahezu 2 : 1 ab, das Arbeitsvermögen dagegeı Verhältniss von rund 3,5 : 1.

Daraus ist als Regel abzuleiten, dass Eindrehungen für Halslager nur da geordnet werden sollen, wo sie unbedingt nöthig sind oder wo der oben darge nachtheilige Einfluss sich nicht geltend machen kann.

δ. Lagerentfernung.

Bei Ableitung der Gl. 391, S. 331, wurde bemerkt, dass in letzterer der bie den Wirkung des Eigengewichtes der Welle, der Kupplung, der Scheiben, Riemenspannungen u. s. w. für mittlere Verhältnisse Rechnung getragen sei, und z derart, dass, während die zulässige Drehungsanstrengung M_d für solche Wellen 24 (Schweisseisen) gesetzt werden darf, in Wirklichkeit nur 120 kg eingeführt wu Im Anschluss hieran erhebt sich die Frage nach der zulässigen Entfernung der La Zur Entwickelung einer hierauf bezüglichen Gleichung denken wir uns den biegen Einfluss der die Welle belastenden Grös rt durch eine über die ganze W gleichmässig vertheilte Last. Re einfac

Weise durchführen, dass an Stelle des spezifischen Gewichtes γ des Wellenmaterials n Vielfaches desselben, etwa gleich γ_1 gesetzt wird. Hierbei soll sich γ_1 auf das ubikcentimeter beziehen.

Es folgt

a) für die l cm lange, an den Enden frei gelagerte Welle die Biegungsgleichung

$$M_b = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma_1 \frac{l}{8} = \frac{\pi}{32} \gamma_1 d^2 l^2$$

ıd damit die Anstrengung

$$\sigma = \frac{M_b}{\frac{\pi}{32} d^3} = \gamma_1 \frac{l^2}{d};$$

b) für das in der Entfernung l cm gelagerte Wellenstück eines sich nach beiden ·iten hin fortpflanzenden Wellenstranges

$$M_b = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma_1 \frac{l}{12} = \frac{\pi}{48} \gamma_1 d^2 l^2,$$

$$\sigma = \frac{2}{3} \gamma_1 \frac{l^2}{d}.$$

Also für den Fall a

$$k_b = 0{,}35\, \gamma_1 \frac{l^2}{d} + 0{,}65 \sqrt{\left(\gamma_1 \frac{l^2}{d}\right)^2 + 4\, (\alpha_0 \tau)^2}$$

ıd nach Einführung von

$$k_b = 300,\ \alpha_0 = \frac{300}{1{,}3\ .\ 240} \backsim 1,\ \tau = 120,$$

$$300 = 0{,}35\, \gamma_1 \frac{l^2}{d} + 0{,}65 \sqrt{\left(\gamma_1 \frac{l^2}{d}\right)^2 + 4\ .\ 120^2},$$

ɔraus folgt

$$\frac{l^2}{d} = \frac{450\ .\ 0{,}527}{\gamma_1}.$$

1. Setzt man hierin

$$\gamma_1 = 3\ .\ \gamma = 3\ .\ 0{,}0079 = 0{,}0237,$$

, ergiebt sich

$$\frac{l^2}{d} = \backsim 10\,000,$$

ıd somit

$$\left.\begin{aligned} l &= 100 \sqrt{d} \text{ für den Fall a,} \\ l &= \sqrt{\frac{3}{2}}\ .\ 100 \sqrt{d} = \backsim 125 \sqrt{d} \text{ für den Fall b.} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad 404$$

Diesen Beziehungen entsprechen die zusammengehörigen Werthe

	$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	12 cm
$l =$	Fall a	170	200	220	240	260	280	300	320	350 cm
	Fall b	210	240	280	300	330	350	370	400	430 cm

2. Will man starker Belastung der Welle von vornherein Rechnung tragen, was mit Rücksicht darauf, dass es bequem ist, später mehr Freiheit hinsichtlich des Aufsetzens von Riemenscheiben u. s. w. auf die Welle zu haben, räthlich erscheinen

kann, so wird für γ_1 ein höherer Werth als $\gamma_1 = 3\,\gamma$ einzuführen sein, namentlich dann, wenn es sich um stärkere Wellen handelt. Man wird immer geneigt sein, die Zulässigkeit grösserer Belastung um so mehr vorauszusetzen, je stärker die Welle ist. Von dieser Erwägung ausgehend, werde noch

$$\gamma_1 = 2{,}5\,\gamma\,\sqrt[3]{d} = \backsim 0{,}02\,\sqrt[3]{d}$$

eingeführt. Damit folgt

$$\frac{l^2}{d} = \frac{450\,.\,0{,}527}{0{,}02\,\sqrt[3]{d}} \text{ oder } l^2 = \frac{11\,858\,d}{\sqrt[3]{d}},$$

$$\left.\begin{array}{l} l = \backsim 110\,\sqrt[3]{d} \text{ für den Fall a,} \\ l = \backsim 135\,\sqrt[3]{d} \quad " \quad " \quad " \text{ b,} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 405$$

welche Gleichungen die zusammengehörigen Werthe

	$d =$ 3	4	5	6	7	8	9	10	12 cm
$l =$ Fall a	160	175	190	200	210	220	230	240	250 cm
$l =$ Fall b	190	210	230	245	260	270	280	290	310 cm

liefern.

Die vorstehenden Zahlen geben, ganz abgesehen von dem durch die Rechnungsgrundlagen bedingten Genauigkeitsgrad, nur einen Anhalt. In Wirklichkeit bestimmen oft örtliche Verhältnisse (Stellung der Arbeitsmaschinen, Abmessungen der Gebäudeeinzelheiten, wie Balkenlagen u. s. w.) die Entfernung der Lager. Ueberdies können die oben unter β enthaltenen Darlegungen einflussnehmend auftreten.

ε. Beispiele.

1. Die Durchmesser der in Fig. 119, Taf. 12, dargestellten Welle eines Kropf-Wasserrades zum Betriebe einer Holzschleiferei sind zu berechnen; Material derselben: vorzügliches Schweisseisen (Feinkorneisen). Bei A und B setzen sich die beiden Armsysteme des Wasserrades auf die Welle, bei C ist das Stirnrad befestigt, dessen Durchmesser 5800 mm beträgt und welches einen senkrecht abwärts gerichteten Zahndruck von 2500 kg empfängt. Von dem Eigengewicht der Welle werde die angenähert zulässige Annahme gemacht, dass es in den an den Punkten A, B und C angreifenden Kräften enthalten sei. Diese schliessen dann in sich das Eigengewicht des ganzen Rades, das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers und den Zahndruck.

Die Auflagerdrücke R_1 und R_2 ergeben sich aus

$$R_1\,.\,445 = 7500\,.\,395 + 8000\,.\,235 + 8000\,.\,95,$$
$$R_2 = 7500 + 8000 + 8000 - R_1,$$

abgerundet zu

$$R_1 = \backsim 12\,600\ \text{kg},$$
$$R_2 = \backsim 10\,900\ \text{kg}.$$

Gestatten wir als Flächenpressung zwischen Zapfen und Lagerschalen von Bronce $k = 25$ und wählen wir mit Rücksicht auf die Güte des Materials für $k_b = 400$, so folgt

$$12\,600 = 25\,l\,d_1,$$
$$12\,600\,.\,\frac{l}{2} = 40\,d_1^{\,3},$$

$$\frac{l}{d_1} = \sqrt{3,2} = 1,8,$$

$$12\,600 = 25 \,.\, 1,8\, d_1^2,$$

$$d_1 = \sqrt{280} = 16,8^{\,cm}.$$

Wir nehmen

$$d_1 = 170^{\,mm},$$

$$l = 300^{\,mm},$$

entsprechend

$$k = \frac{12\,600}{17 \,.\, 30} = 24,7^{\,kg}.$$

Das rechtsseitige Lager würde zwar einen etwas schwächeren Zapfen gestatten, doch fallen bei der verhältnissmässig kleinen Abweichung die Ausführungskosten geringer aus, wenn beide Lager gleich gehalten werden. Es gelten deshalb d_1 und l für beide Lager.

Die Reibungsarbeit kann infolge der geringen Umgangszahl (5 bis 6) eines solchen Wasserrades ausser Betracht bleiben.

Wenn die quadratischen Ansätze, welche sich an der Welle befinden, um das Rad durch Ansetzen einer Winde oder einer anderen Hebevorrichtung erforderlichen Falles heben zu können, lang gehalten sind, so kann die Beanspruchung des Zapfens hierbei auf ein unzulässiges Mass erhöht werden. Müssten die Ansätze aus besonderen Gründen mit so grosser Länge ausgeführt werden, was im Allgemeinen nicht der Fall sein wird, so wäre dieser Umstand bei Bestimmung von d_1 in Betracht zu ziehen.

Für d_2 folgt mit der Schulterhöhe $x = 20$

$$d_2 = 170 + 2 \,.\, 20 = 210^{\,mm}.$$

Das Stück vom Durchmesser d_4 wird beansprucht durch das biegende Moment

$$M_b = \backsim 12\,600 \,.\, 50 = 630\,000\text{[1]}$$

und durch das drehende Moment

$$M_d = 2500 \,.\, 290 = 725\,000.$$

Folglich nach Gl. 392

$$0,35 \,.\, 630\,000 + 0,65 \sqrt{630\,000^2 + (\alpha_0 \,.\, 725\,000)^2} = 40\, d_4^3.$$

Der Werth α_0 hängt ab von k_d, für den wir, da die Drehungsbeanspruchung im vorliegenden Falle nur selten in weiteren Grenzen als $+\tau_{max}$ und $+\frac{\tau_{max}}{2}$ schwanken wird,

$$\frac{480 + 320}{2} = 400$$

nehmen dürfen.

---

[1]) Streng genommen ist

$$M_b = 12600 \left(50 + a + \frac{b}{2}\right) - \frac{7500}{2} (1,5\, a + b) - \frac{7500}{2} \,.\, 0,5\, a = 12600 \,.\, 50$$

$$+ \left[12600 \,.\, \left(a + \frac{b}{2}\right) - 7500\, a - \frac{7500}{2} \,.\, b\right],$$

wofür wir angenähert den obigen Werth setzten.

Damit ergiebt sich

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3\,k_d} = \frac{400}{1,3\,.\,400} = 0,77,$$

$$0,35\,.\,630\,000 + 0,65\sqrt{630\,000^2 + (0,77\,.\,725\,000)^2} = 40\,d_4^3,$$

$$d_4 = 26,8\ ^{cm},$$

welchen Werth wir mit Rücksicht auf die Verminderung der Festigkeit durch die tiefe Keilnuthe auf

$$d_4 = 270\ ^{mm}$$

abrunden.

Ferner

$$12\,600\,.\,(50 - 20) = 40\,d_3^3,$$

$$d_3 = \sqrt[3]{9450} = 21,2\ ^{cm}.$$

Da plötzlich eintretende bedeutende Querschnittsänderungen die Festigkeit stark schädigen, so wählen wir für d_3 einen Werth, der nur um etwa die doppelte Tiefe der Keilnuthen von d_4 abweicht. Dieser Forderung würde entsprechen

$$d_3 = 240\ ^{mm}.$$

Der Wellentheil vom Durchmesser d_5 ist beansprucht durch

$$M_b = 12\,600\,.\,210 - 7500\,.\,160 = 1\,446\,000,$$

$$M_d = 2\,500\,.\,290 = 725\,000.$$

Folglich

$$0,35\,.\,1\,446\,000 + 0,65\sqrt{1\,446\,000^2 + (0,77\,.\,725\,000)^2} = 40\,d_5^3,$$

$$d_5 = 33,6\ ^{cm}.$$

Die Länge dieses Theiles der Welle nehmen wir wesentlich grösser, als die Nabe fordern würde, und zwar deshalb, um eine genügend lange cylindrische Strecke für das Aufsetzen der Wasserwage zu schaffen. Der Mangel eines solchen Theiles macht sich bei der Aufstellung unangenehm fühlbar.

Der Wellentheil vom Durchmesser d_6 ist beansprucht durch

$$M_b = 10\,900\,.\,95 = 1\,035\,500,$$

$$M_d = \frac{2500}{2}\,.\,290 = 362\,500.$$

Folglich

$$0,35\,.\,1\,035\,500 + 0,65\sqrt{1\,035\,500^2 + (0,77\,.\,362\,500)^2} = 40\,d_6^3,$$

$$d_6 = 29,8\ ^{cm}.$$

Der Durchmesser d_7 bestimmt sich aus

$$10\,900\,.\,(95 - 20) = 40\,d_7^3$$

zu

$$d_7 = 27,4\ ^{cm}.$$

Das zwischen A und B liegende Wellenstück kann unbearbeitet bleiben, infolgedessen in Fig. 119 ein Bund erscheint, der durch Abdrehen des mittleren cylindrischen Theiles auf den Durchmesser d_5 entsteht.

2. Eine senkrecht stehende doppelt wirkende Pumpe wird durch ein Wasserrad in der Weise angetrieben, dass die **Kurbel unmittel-**

bar auf der Wasserradwelle sitzt. Als gegeben sind die in Fig. 121, Taf. 12, eingeschriebenen Grössen anzusehen, sowie der Kurbelzapfendruck von 4000 kg, der als nahezu gleichbleibend angenommen werden kann. Um das Trägheitsvermögen des Rades im Interesse der Gleichförmigkeit des Ganges zur Geltung gelangen zu lassen, möge dasselbe 10 Umdrehungen in der Minute machen.

Der grösste Lagerdruck $max\ (R_1)$ tritt ein für senkrecht nach unten gerichteten Zapfendruck, ergiebt sich also aus

$$4000 \,.\, 350 + 5000\ (190 + 70) = max\ (R_1) \,.\, 300$$

zu

$$max\ (R_1) = 9000^{\text{kg}},$$

während der Mindestwerth von R_1 bei aufwärts gerichtetem Zapfendruck aus

$$-\ 4000 \,.\, 350 + 5000\ (190 + 70) = min\ (R_1) \,.\, 300$$

zu

$$min\ (R_1) = -\ 333^{\text{kg}}$$

sich findet.

R_2 erhält seinen grössten Werth für senkrecht aufwärts gerichteten Zapfendruck. Derselbe folgt aus

$$R_2 \,.\, 300 = 5000\ (230 + 110) + 4000 \,.\, 50,$$

$$R_2 = 6333^{\text{kg}}.$$

Für den Halszapfen vom Durchmesser d_2 ist

$$M_b = 50 \,.\, 4000 = 200\,000,$$

$$M_d = 50 \,.\, 4000 = 200\,000.$$

Folglich nach Gl. 392

$$0{,}35 \,.\, 200\,000 + 0{,}65 \sqrt{200\,000^2 + (\alpha_0 \,.\, 200\,000)^2} = \frac{1}{10}\, k_b\, d_2^3.$$

Wir wählen $k_b = 300$ und lassen die Welle von gutem Feinkorneisen fertigen, in der Absicht, dem im todten Punkt hier nicht vollständig stossfrei eintretenden plötzlichen Richtungswechsel des Zapfendruckes Rechnung zu tragen. Die Drehungsbeanspruchung wechselt zwischen $+\,\tau_{max}$ und 0, folglich

$$\alpha_0 = \frac{300}{1{,}3 \,.\, 240} = \backsim 1,$$

$$(0{,}35 + 0{,}65 \,.\, 1{,}4142)\ 200\,000 = 30\ d_2^3,$$

$$d_2 = 20{,}4^{\text{cm}}.$$

Die Länge des Halszapfens werde mit Rücksicht auf ein vorhandenes Lagermodell zu 250 mm angenommen. Die Flächenpressung fällt dabei gering aus und zwar

$$k = \frac{9000}{20{,}4 \,.\, 25} = 17{,}6^{\text{kg}}.$$

Die auf die Flächeneinheit der Zapfenprojektion bezogene Reibungsarbeit A_z (vergl. S. 312) beträgt

$$A_z = \frac{\frac{1}{20}\ 9000 \,.\, 10}{1500 \,.\, 25} = 0{,}12,$$

also weit unter der zulässigen Grösse.

d_1 stellen wir auf 200^{mm} fest. Der Unterschied $d_2 - d_1 = 204 - 200 = 4$ genügt, um beim Aufziehen der Kurbel deren richtige Lage zu sichern. Der Bedingung

$$0{,}35\,(50 - 12{,}5)\,4000 + 0{,}65\,\sqrt{(50 - 12{,}5)^2\,4000^2 + 200\,000^2} \leqq 30\,d_1^3,$$

an welche d_1 geknüpft ist, wird durch $d_1 = 200^{mm}$ Genüge geleistet.

Zur Bestimmung von d_3 ergeben sich zwei äusserste Werthe von M_b:

$$M_b' = 4000\,.\,160 - 9000\,.\,110 = -350\,000,$$

$$M_b'' = 4000\,.\,160 - 333\,.\,110 = 603\,370.$$

Also

$$M_b = 603\,370 \text{ (bei aufwärts wirkendem Kurbelzapfendruck)},$$

$$M_d = 50\,.\,4000 = 200\,000,$$

$$0{,}35\,.\,603\,370 + 0{,}65\,\sqrt{603\,370^2 + 200\,000^2} = 30\,d_3^3,$$

$$d_3 = 27{,}5^{cm}.$$

Zur Bestimmung von d_4 ist

$$M_b = 6333\,.\,70 = 443\,310,$$

$$M_d = \frac{4000\,.\,50}{2} = 100000,$$

$$0{,}35\,.\,443\,310 + 0{,}65\,\sqrt{443\,310^2 + 100\,000^2} = 30\,d_4^3$$

$$d_4 = 24{,}7^{cm}.$$

Für d_5 ergiebt sich

$$6333\,(70 - 15) = 30\,d_5^3$$

$$d_5 = 22{,}6^{cm}.$$

Der Zapfendurchmesser d_6 bestimmt sich, sofern l die Zapfenlänge, mit $k = 25$ wie folgt:

$$6333 = 25\,l d_6,$$

$$6333\,\frac{l}{2} = 30\,d_6^3,$$

$$\frac{l}{d_6} = 1{,}55,$$

$$6333\,.\,1{,}55 = 60\,d_6^2,$$

$$d_6 = 12{,}8^{cm}.$$

Wählen wir endgiltig

$$d_6 = 130^{mm},$$

$$l = 200,$$

so entspricht diesen Grössen eine Flächenpressung

$$k = \frac{6333}{13\,.\,20} = 24{,}4^{kg}.$$

Die verhältnissmässige Reibungsarbeit beträgt mit dem Zapfenreibungskoeffizienten $\frac{1}{16}$

$$A_z = \frac{6333\,\frac{1}{16}\,\frac{10\,.\,2\,\pi}{60}\,.\,0{,}065}{13\,.\,20\,.} = 0{,}1,$$

also hier ebenfalls weit weniger, als zulässig sein würde.

3. **Es ist die Kurbelwelle für eine liegende Dampfmaschine gewöhnlicher Art zu berechnen**, Fig. 122, Taf. 12. Der Kurbelzapfendruck betrage 7800^{kg}, sein grösster Hebelarm in Bezug auf die Achse der Kurbelwelle sei gleich dem Kurbelhalbmesser $= 450^{mm}$. Die Maschine mache 60 Umdrehungen in der Minute.

Für den Durchmesser und die Länge des cylindrischen Kurbelzapfens fanden wir S. 317

$$d = 100^{mm}, \qquad l = 130^{mm}.$$

Für die Grösse y ist genügend

$$y = \frac{130}{2} + 5 = 7^{mm}.$$

Die Länge l_3 der warm aufzuziehenden Kurbelnabe setzen wir gleich dem Durchmesser d_1 und die Länge des Lagerzapfens l_1 vorläufig schätzungsweise $1{,}8\ d_1$. Damit ergeben sich zur Berechnung von d_1 die Werthe

$$M_b = 7800\,(7 + d_1 + 0{,}9\ d_1) = 7800\,(7 + 1{,}9\ d_1),$$
$$M_d = 7800\ .\ 45,$$
$$0{,}35\ .\ 7800\,(7 + 1{,}9\,d_1) + 0{,}65\sqrt{7800^2\,(7 + 1{,}9\ d_1)^2 + (\alpha_0\ .\ 7800\ .\ 45)^2} = \frac{1}{10}\,k_b\ d_1^3.$$

Für Flussstahl als Material der Welle ist unter Voraussetzung einer zwischen σ_{max} und $-\frac{1}{2}\,\sigma_{max}$ schwankenden Inanspruchnahme (nach S. 34 u. f. Belastungsweise zwischen b und c liegend)

$$k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600^{kg},$$

und einer zwischen τ_{max} und $-\frac{1}{2}\,\tau_{max}$ schwankenden Drehungsinanspruchnahme

$$k_d = \frac{600 + 300}{2} = 450^{kg},$$

somit

$$\alpha_0 = \frac{600}{1{,}3\ .\ 450} = \infty\ 1.$$

Nach Einführung dieser Werthe von k_b und α_0 findet sich

$$7800\,[0{,}35\,(7 + 1{,}9\ d_1) + 0{,}65\sqrt{(7 + 1{,}9\ d_1)^2 + 45^2}] = 60\ d_1^3,$$
$$d_1^3 = 130\,[0{,}35\,(7 + 1{,}9\ d_1) + 0{,}65\sqrt{(7 + 1{,}9\ d_1)^2 + 45^2}],$$

woraus durch probeweises Rechnen

$$d_1 = 19{,}3^{cm}.$$

Vorbehaltlich späterer Abänderung ist somit

$$l_1 = 1{,}8\ .\ 19{,}3 = 34{,}7^{cm}.$$

Der von der Kurbelzapfenkraft herrührende Lagerdruck beträgt

$$7800\ \frac{220 + \frac{34{,}7}{2} + 19{,}3 + 7}{220} = 9257^{kg}.$$

Derselbe ergiebt eine wagrechte Seitenkraft

$$9257 \cos \psi_{max} = \backsim 9081^{kg},$$

sofern ψ_{max} den grössten Werth des Winkels zwischen Cylinderachse und Schubstange bedeutet und sofern der gewöhnliche Werth $\operatorname{tg} \psi_{max} = \frac{1}{5}$ gesetzt wird, und eine senkrechte Komponente

$$V = 9257 \sin \psi_{max} = \backsim 1824^{kg}.$$

Der vom Schwungradgewicht herrührende senkrechte Lagerdruck beträgt

$$8800 \frac{50}{220} = 2000^{kg}.$$

Bei rechtsumlaufenden Maschinen ist V von der letzteren Kraft abzuziehen, bei linkslaufenden dagegen ist V zu derselben hinzuzufügen. Im ersteren Falle bleibt dann als senkrechte Komponente 2000 — 1824 = 176^{kg}, welche gegenüber der wagrechten Seitenkraft 9081 vernachlässigt werden darf.

Im zweiten Falle beträgt der resultirende Zapfendruck

$$\sqrt{9081^2 + (2000 + 1824)^2} = 9853.$$

Folglich nach Gl. 373, S. 314, mit $A_z = \frac{2}{3}$

$$l_1 \geqq \frac{9081 \cdot 60}{30000 \cdot \frac{2}{3}} = 27{,}24^{cm},$$

beziehungsweise

$$\frac{9853 \cdot 60}{30000 \cdot \frac{2}{3}} = 29{,}56^{cm}.$$

Unsere ursprüngliche Annahme $l_1 = 1{,}8\, d_1$ ergab demnach eine sehr reichliche Länge des Zapfens. Will man diese nicht, hält vielmehr $l_1 = 30^{cm}$ im vorliegenden Falle für genügend, so ist jetzt die Rechnung zur Bestimmung von d_1 nochmals durchzuführen.

Es folgt dann, wenn wir zunächst $d_1 = 19^{cm}$ setzen,

$$M_b = 7800\,(7 + 19 + 15) = 7800 \cdot 41,$$
$$M_d = 7800 \cdot 45,$$
$$0{,}35 \cdot 7800 \cdot 41 + 0{,}65 \sqrt{(7800 \cdot 41)^2 + (7800 \cdot 45)^2} = 60\, d_1^3$$
$$d_1 = 19{,}14^{cm} = \backsim 192^{mm}.$$

Hieraus ist zu erkennen, dass selbst die Verminderung der Zapfenlänge um rund ein Sechstel nur einen geringen Einfluss auf den Durchmesser hat, infolgedessen die Durchführung der letzten Rechnung durch entsprechende Schätzung hätte ersetzt werden können.

Die Flächenpressung im Hauptlager beträgt

$$k = \frac{9081}{30 \cdot 19{,}2} = 15{,}8^{kg},$$

beziehungsweise

$$k = \frac{9853}{30 \cdot 19{,}2} = 17{,}1^{kg}.$$

Hinsichtlich der Zulässigkeit dieser Werthe sei auf S. 311 verwiesen. Das daselbst Bemerkte könnte veranlassen, den Durchmesser d_1 auf 200 mm, oder die Lagerlänge auf 320 mm zu erhöhen.

Für den hinteren Zapfen findet sich die senkrechte Druckkomponente

$$8800 \frac{170}{220} = 6800^{\text{kg}},$$

und die vom Kurbelzapfendruck kommende Kraft

$$7800 \cdot \frac{41}{220} = 1454^{\text{kg}},$$

sofern $l_3 = 190^{\text{mm}}$ und $l_1 = 300^{\text{mm}}$ gewählt, also $0{,}5\, l_1 + l_3 + y = 150 + 190 + 70 = 410^{\text{mm}}$ gesetzt wurde.

Im Falle einer linksgehenden Maschine ist der hier in Frage stehende Einfluss dieser Kraft verschwindend, kann daher ausser Acht gelassen werden. Läuft dagegen die Maschine rechts um, so ist die Seitenkraft

$$1454 \sin \psi_{max} = 1454 \cdot 0{,}197 = 286^{\text{kg}}$$

zum Druck 6800^{kg} hinzuzufügen. Folglich der resultirende Zapfendruck

$$\sqrt{(6800 + 286)^2 + (1454 \cos \psi_{max})^2}$$
$$= \sqrt{7086^2 + 1495^2} = 7228^{\text{kg}},$$

verhältnissmässig wenig abweichend von 6800^{kg}, sodass die Seitenkraft 1454^{kg} hätte vernachlässigt werden dürfen.

Die Zapfenlänge ist an die Forderung Gl. 373 gebunden:

$$l_2 \geqq \frac{7228 \cdot 60}{30000\, A_z}.$$

A_z wählen wir, da hier von einer Richtungsänderung, wie sie beim vorderen Lager eintritt, nicht die Rede sein kann, etwa 0,5. Also

$$l_2 \geqq \frac{7228 \cdot 60}{15000} = \backsim 29^{\text{cm}},$$

$$7228 \cdot 14{,}5 = \frac{1}{10} k_b\, d_2^{\,3} = 40\, d_2^{\,3},$$

sofern mit Rücksicht darauf, dass hier das biegende Moment vorzugsweise vom Schwungradgewicht herrührt, also nahezu zwischen $+\sigma_{max}$ und $-\sigma_{max}$ wechselnde Beanspruchungen veranlasst, $k_b = 400$ eingeführt wird. Es folgt alsdann

$$d_2 = 13{,}8^{\text{cm}},$$

welchen Werth wir auf

$$d_2 = 140^{\text{mm}}$$

abrunden.

Die Flächenpressung im hinteren Lager beträgt

$$k = \frac{7228}{14 \cdot 29} = 17{,}8^{\text{kg}}.$$

Durch Erhöhung von d_2 auf 150^{mm} und von l_2 auf 300^{mm} würde sich diese für die vorliegenden Verhältnisse etwas grosse Pressung auf

$$k = \frac{7228}{15 \cdot 30} = 16^{\text{kg}}$$

erniedrigen lassen.

Die Stärke d_3 der Welle da, wo das Schwungrad sitzt, ergiebt sich aus der Biegungsbeanspruchung, d. h. aus der Gleichung

$$M_b = 7228 . 50 = 40\, d_3^{\,3}$$

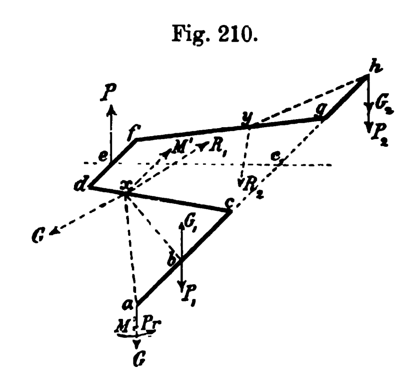
zu

$$d_3 = 20{,}8^{\,\text{cm}}.$$

Mit Rücksicht auf die Einarbeitung der tiefen Keilnuthen, sowie in der Absicht, die oben unter β, S. 332 u. f. besprochene Formänderung (Durchbiegung) innerhalb der zulässigen Grenze zu halten, entscheiden wir uns für die Formgebung der Fig. 122 mit $d_4 = 210^{\,\text{mm}}$ und $d_3 = 240^{\,\text{mm}}$.

4. Für eine senkrecht stehende Maschine ist die gekröpfte Kurbelwelle zu berechnen.

Fig. 210.



Der in Fig. 210 gegebene Linienzug *abcxdefygh* entspreche dem geometrischen Ort der Mittelpunkte aller Querschnitte der in den Punkten *b* und *h* gelagerten Welle. Im Punkt *a* sitze das gleichzeitig als Riemenscheibe wirkende Schwungrad im Gewicht von $G = 900^{\,\text{kg}}$, im Punkte *e* greife die von dem Dampfkolben kommende massgebende Stangenkraft $P = 1800^{\,\text{kg}}$ an. Diese giebt eine senkrechte Seitenkraft, deren Grösse, wie wir aus dem vorigen Beispiel sahen, nur um etwa 2 % von P abweicht. Mit genügender Genauigkeit darf daher dieselbe gleich P gesetzt werden [1]).

Die infolge der Riemenspannung vorhandene seitliche Kraft werde gegenüber dem Schwungradgewicht vernachlässigt, ebenso die wagrechte Seitenkraft von P, sowie die Beanspruchung der Welle infolge der auf ihr sitzenden Excenter zur Bewegung der Schieber und Speisepumpe.

Die Maschine drehe sich in der Minute 100 Mal, der Kurbelhalbmesser betrage $r = 250^{\,\text{mm}}$. Die Welle sei aus Flussstahl.

Im Punkte *a* greift ausser der senkrecht abwärts wirkenden Kraft G noch das von der Riemenspannung herrührende und links drehende Moment $M' = P\,r$ an.

Im Lagerpunkte *b* wirkt auf die Welle senkrecht aufwärts die Gegenkraft

$$G_1 = G\,\frac{\overline{h\,a}}{\overline{h\,b}},$$

senkrecht abwärts

$$P_1 = P\,\frac{\overline{h\,e_1}}{\overline{h\,b}}.$$

[1]) Eine strenge Rechnung müsste in der Weise verfahren, dass für die massgebende Stellung der Kurbel die Komponenten der Stangenkraft in radialer und tangentialer Richtung festgestellt und die Einflüsse beider Seitenkräfte auf die Inanspruchnahme ermittelt werden, wie das S. 484 u. f. für die daselbst besprochene Kurbel durchgeführt worden ist. Im vorliegenden Falle würde die Einschlagung des strengen Weges die an und für sich nicht ganz ein[illegible] zu einer verwickelten, den Einblick erschwerenden gestalten, weshalb hier vor[illegible] Weg abgesehen wurde. Es erscheint das um so mehr zulässig, als nac[illegible] Beispieles, sowie der Aufgabe S. 484 die Verfolgung der stren[illegible]

glich der resultirende senkrecht aufwärts gegen die Welle gerichtete Lager-
ıck in b

$$R_1 = G_1 - P_1 = G \frac{\overline{h a}}{\overline{h b}} - P \frac{\overline{h e_1}}{\overline{h b}}.$$

Im Lagerpunkte h ist der resultirende senkrecht abwärts gerichtete Lagerdruck
ʒen die Welle

$$R_2 = G_2 + P_2 = G \frac{\overline{b a}}{\overline{b h}} + P \frac{\overline{b e_1}}{\overline{b h}}.$$

Der Querschnitt in b ist bestimmt durch die beanspruchenden Momente

$$M_b = G \, . \, \overline{b a}, \qquad M_d = M' = P r.$$

Der senkrecht zur Achse der Welle stehende Querschnitt in c ist angestrengt
·ch die Momente

$$M_b = G \, . \, \overline{c a} - R_1 \, . \, \overline{c b}, \qquad M_d = M' = P r.$$

Für den Querschnitt in dem beliebig zwischen c und d gelegenen Punkte x
eben sich zunächst die Kräftepaare

$M' = P r$ mit der Paarachse $x M'$

$G \, . \, \overline{a x}$ „ „ „ $x G$

$R_1 \, . \, \overline{b x}$ „ „ „ $x R_1$.

Diese drei Paarachsen sind je in zwei Komponenten zu zerlegen, von denen die
ɘ in den Querschnitt fällt, während die andere senkrecht zu demselben steht.
mit ergeben sich dann für diesen zwei resultirende Paarachsen. Die eine, in den
ɜrschnitt fallende giebt das biegende Moment M_b und ruft damit Normalspannungen
egungsspannungen) σ wach, die andere, senkrecht zum Querschnitt stehende giebt
Drehungsmoment M_d und veranlasst demzufolge Schubspannungen τ. Die Er-
tlung von σ hat nach Massgabe des unter Ziff. 2, S. 7 u. f. Gesagten zu ge-
ehen, während τ durch die Angaben unter Ziff. 5, S. 17 u. f. bestimmt erscheint.
Feststellung der resultirenden Anstrengung ist alsdann nach Ziff. 9, S. 23 zu
fahren.

Für den Punkt e erhalten wir die beanspruchenden Momente auf einfachstem
ge, wenn die andere Hälfte der Welle in Betracht gezogen wird. Dann ist für
Querschnitt in e

$$M_b = R_2 \, . \, \overline{e_1 h}, \qquad M_d = R_2 \, r.$$

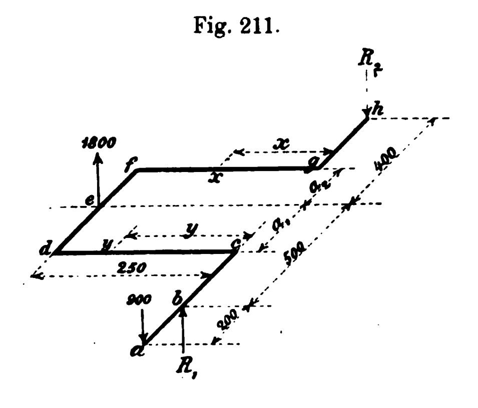
Für den beliebig zwischen f und g gelegenen Punkt y ergiebt sich zunächst das
ıftepaar $R_2 \, . \, \overline{h y}$ mit der Paarachse $y R_2$, welche in zwei Komponenten zu zerlegen
von denen die in den Querschnitt fallende M_b, die senkrecht zu demselben
ıende M_d liefert.

Zwischen h und g gelegene Querschnitte sind nur auf Biegung beansprucht.

Schliesslich sei noch darauf aufmerksam gemacht, dass zur Bestimmung von M_b
ı M_d für den Punkt x ebenso gut der Wellentheil $h g f e d x$ hätte in Betracht
ogen werden können, anstatt des Stückes $a b c x$.

Für unser Zahlenbeispiel gilt Fig. 211. Die Drücke der Lager b und h gegen
Welle sind:

Fig. 211.



α) bei **aufwärts** gerichtetem Kurb zapfendruck

$$R_1 = \frac{900 . 110 - 1800 . 40}{90} = 300^{kg},$$

$$R_2 = \frac{900 . 20 + 1800 . 50}{90} = 1200^{kg},$$

β) bei **abwärts** gerichteter Kurbelzap kraft

$$R_1' = \frac{900 . 110 + 1800 . 40}{90} = 1900$$

$$R_2' = \frac{900 . 20 - 1800 . 50}{90} = -800$$

Für den Querschnitt bei e, der ein Kreis vom Durchmesser d_e ist und zuerst bestimmt werden möge, giebt der Fall α die grösste Beanspruchung und durch die Momente

$$M_b = 1200 . 40,$$
$$M_d = 1200 . 25,$$

somit

$$0{,}35 . 1200 . 40 + 0{,}65 \sqrt{(1200 . 40)^2 + (1200 . 25\, \alpha_0)^2} = \frac{k_b}{10} d_e^3.$$

Unter Voraussetzung eines Wechsels in der Beanspruchung derart, dass ge werden darf

$$k_b = 500, \qquad k_d = 400,$$

$$\alpha_0 = \frac{500}{1{,}3 . 400} = \backsim 1,$$

wird

$$d_e = \backsim 10^{cm}.$$

Die Länge des Zapfens ist nach Gl. 373, S. 314, mit

$$A_z = \frac{5}{4}$$

an die Bedingung

$$l_e \geqq \frac{1800 . 100}{30\,000 . \frac{5}{4}} = 4{,}8^{cm}$$

geknüpft. Mit Rücksicht auf die Konstruktion der Schubstange werde gewählt

$$l_e = 80^{mm}.$$

Für den beliebigen Punkt x des Armes gf tritt die grösste Anstrengung e falls im Falle α ein. Es findet sich

$$M_b = 1200 . x$$
$$M_d = 1200 (40 - a_2).$$

Da M_d unveränderlich ist, so ist die Beanspruchung da am stärksten, wo M_b se grössten Werth erreicht; das hat statt für den Punkt f, d. h. für $x = 25$. Mit schätzungsweise erlangten Werth $a_2 = 8^{cm}$ findet sich

$$M_b = 1200 . 25 = 30\,000$$
$$M_d = 1200 . 32 = 38\,400.$$

Der Querschnitt des Armes sei ein Rechteck. Am einfachsten wird dieses in der Weise festgestellt, dass der Querschnitt angenommen, die Anstrengung ermittelt und deren Zulässigkeit erörtert wird, wie das S. 488 u. f. ausführlich für die Kurbel einer Dampfmaschine durchgeführt erscheint.

Wir wählen die Abmessung parallel zur Achse 70 mm, die senkrecht dazu stehende mit Rücksicht auf entsprechende Schulterhöhe des Kurbelzapfens 120 mm[1]).

Dann ist für diesen rechteckigen Querschnitt

$$\sigma = \frac{30\,000}{\frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 12^2} = 179^{\,kg} \text{ in den Punkten der kurzen Seiten,}$$

$$\tau = \frac{9}{2} \frac{38\,400}{7^2 \cdot 12} = 294^{\,kg} \text{ in den Mitten der langen Seiten.}$$

Nach der Darlegung S. 346 genügt es, die grössere dieser beiden Anstrengungen allein in's Auge zu fassen. Dabei ist aber zu berücksichtigen, dass infolge der Vernachlässigung der Seitenkraft, welche in Richtung des Kurbelhalbmessers wirkt, sowie des Einflusses der Schubkraft (vergl. Fussbemerkung S. 346) eine entsprechend niedrige Wahl der zulässigen Anstrengung des Materials nothwendig wird. Im vorliegenden Falle dürfte wohl mit τ der Werth von 300 kg nicht erheblich überschritten werden. Es erscheinen hiernach die gewählten Abmessungen ausreichend.

Für den Punkt y des Armes $c\,d$ ist nicht ohne Weiteres klar, ob die Belastung α oder β die grössere Inanspruchnahme liefert.

Die Belastung α (P aufwärts gerichtet) giebt

$$M_b = 1200\, y + 1800\, (25 - y) = 1800 \cdot 25 - 600\, y$$
$$M_d = 1200\, (40 + a_1) - 1800\, a_1 = 1200 \cdot 40 - 600\, a_1.$$

M_d ist konstant, M_b erlangt seinen grössten Werth $M_b = 1800 \cdot 25 = 45\,000$ für $y = 0$, d. h. für den Punkt c.

---

[1]) Es ist räthlich, diese Abmessung nicht zu gering zu wählen. Eine Konstruktion wie Fig. 212, wobei die Armbreite gleich der Wellenstärke oder nur unerheblich grösser als diese

Fig. 212.

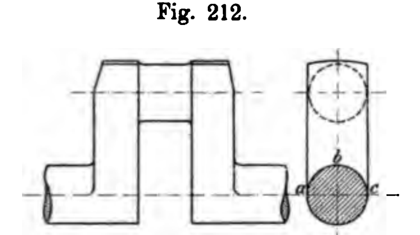
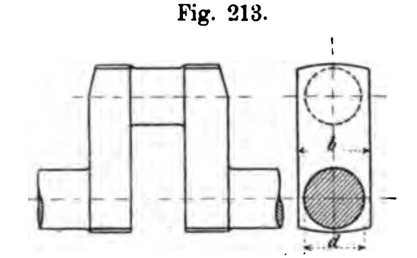


Fig. 213.



ist, muss als falsch bezeichnet werden. Es ist dann Brüchen, wie z. B. demjenigen der Welle des englischen Dampfers „Crocodile" (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 319) bedeutender Vorschub geleistet. Zum Uebergange des ganzen Drehungsmomentes aus dem Kurbelarm auf die Welle steht hier nur der halbe Umfang $a\,b\,c$ derselben zur Verfügung; es muss infolgedessen bei Uebertragung der vollen Kraft daselbst eine ausserordentlich grosse Anstrengung stattfinden, die bei vorhandenem Materialfehler leicht zum Bruche führen kann. Durch ausreichende Vergrösserung von b über d hinaus, Fig. 213, wird der ganze Wellenquerschnitt zur Uebertragung herangezogen und dadurch die Anstrengung des Materials gegenüber Fig. 212 ganz bedeutend vermindert.

Die Belastung β (P abwärts gerichtet) giebt unter Benützung der Grössen und R_2'

$$M_b' = 800\, y + 1800\ (25 - y) = 1800 \,.\, 25 - 1000\, y$$
$$M_d' = 800\ (40 + a_1) - 1800\, a_1 = 800 \,.\, 40 - 1000\, a_1.$$

M_b' wird zum Höchstwerth ebenfalls für $y = 0$ und zwar ist $max\ (M_b) = max$ ($= 45\,000$, während M_d im Falle α grösser ist. Demnach erweist sich die Belast α mit den Momenten

$$M_b = 1800 \,.\, 25 = 45\,000$$
$$M_d = 1200 \,.\, 40 - 600 \,.\, 9 = 42\,600$$

massgebend. Für a_1 werde schätzungsweise 90 ^{mm} eingeführt. Für die Querschni abmessungen werden die Werthe 70 ^{mm} und 120 ^{mm} angenommen. Demzufolge

$$\sigma = \frac{45\,000}{\frac{1}{6} \,.\, 7 \,.\, 12^2} = 268\ ^{kg},$$

$$\tau = \frac{9}{2}\,\frac{42\,600}{7^2 \,.\, 12} = 326\ ^{kg},$$

welche Anstrengung noch für zulässig erachtet werden darf.

Mit der Stärke 70 ^{mm} und den Werthen $a_2 = 80$ und $a_1 = 90$ ^{mm} erhalten für die Entfernung der beiden Arme den passenden Werth 100 ^{mm}.

Der Querschnitt b ist bestimmt durch

$$M_b = \ \ 900 \,.\, 20 = 18\,000$$
$$M_d = 1800 \,.\, 25 = 45\,000.$$

Folglich

$$0{,}35 \,.\, 900 \,.\, 20 + 0{,}65 \sqrt{(900 \,.\, 20)^2 + (1800 \,.\, 25)^2} = 50\, d_b{}^3,$$
$$d_b = \infty\ 9\ ^{cm}.$$

Die Lagerlänge mit $A_z = 0{,}5$

$$l_b \geqq \frac{1900 \,.\, 100}{30\,000 \,.\, 0{,}5} = 12{,}7\ ^{cm}.$$

Wegen der starken Veränderlichkeit von R_1' (zwischen 300 und 1900) wü A_z etwas grösser als 0,5 gewählt werden dürfen.

Es werde genommen

$$l_b = 130\ ^{mm},$$

entsprechend einer Flächenpressung

$$k = \frac{1900}{13 \,.\, 9} = 16{,}2\ ^{kg}.$$

Der kreisförmige Querschnitt da, wo das Stück $a\,c$ an den Arm $c\,d$ sich s setzt, Fig. 123, Taf. 12, wird — Belastung α — beansprucht durch

$$M_b = \ \ 900\ (20 + 50 - 9 - 3{,}5) - 300\ (50 - 9 - 3{,}5)$$
$$= \ \ 900 \,.\, 57{,}5 - 300 \,.\, 37{,}5 = 40\,500$$
$$M_d = 1800 \,.\, 25 = 45\,000.$$

Wird $k_b = 500$ ^{kg} und $\alpha_0 = 1$ gesetzt, so folgt

$$0{,}35 \,.\, 40\,500 + 0{,}65 \sqrt{40\,500^2 + 45\,000^2} = 50\, d_c{}^3,$$
$$d_c = 10{,}2\ ^{cm}.$$

Hiernach wäre das Wellenstück $b\,c$ von da an, wo die Welle das Lager verlässt, kegelförmig zu gestalten: anwachsend bis auf 102 ^{mm} Stärke bei c. ziehen vor, [illegible] $b\,c$ cylindrisch vom Durchmesser 100 ^{mm} auszuführen.

Der Stirnzapfen h erhält Abmessungen, welche für denselben angenähert die gleiche Flächenpressung ergeben, wie solche im vorderen Lager herrscht. Hierzu verwendbare Modelle liefern $l_h = 120$ mm, $d_h = 60$ mm, entsprechend

$$k = \frac{1200}{12 \cdot 6} = 16{,}7 \text{ kg}.$$

Den Forderungen

$$l_h \geq \frac{1200 \cdot 100}{30\,000 \cdot 0{,}5} = 8 \text{ cm}$$

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{1200 \cdot 6}{50}} = 5{,}3 \text{ cm}$$

ist dabei genügt.

Der Durchmesser des Wellenstückes $g\,h$ da, wo sich dasselbe an den hinteren Kurbelarm anschliesst, ergiebt sich aus

$$1200\ (40 - 8 - 3{,}5) = 1200 \cdot 28{,}5 = 50\ d^3$$

zu

$$d = 8{,}9 = \backsim 9 \text{ cm}.$$

Damit ist dann die in Fig. 123, Taf. 12 gezeichnete Welle in ihren wesentlichen Abmessungen bestimmt.

Weitere Kurbelwellen mit 2 und 3 Kurbeln s. Taf. 13. Näheres über dieselben findet sich unter Kurbeln, S. 481 u. f., wohin sie ihrer Natur nach gehören.

II. Konstruktion der Achsen und Wellen.

Das geeignetste Material für Achsen und Wellen ist, abgesehen von Legirungen wie Bronce, Deltametall u. s. w., Flusseisen und Flussstahl. Gegen Schweisseisen als Material für Wellen mit vollem Querschnitt spricht der S. 63, Absatz 2 angegebene Umstand. Immerhin findet dasselbe noch häufig Verwendung, wenn auch die Verdrängung durch das Flusseisen fortgesetzt weiter schreitet. Bei Verwendung von Flussstahl ist auf die erforderliche Zähigkeit zu achten. Ueber die Anforderungen, welche in dieser Hinsicht, wie auch in Bezug auf Zugfestigkeit gestellt werden, giebt das auf S. 43 und 44 Bemerkte Auskunft. Scharfe Eindrehungen, plötzliche Uebergänge sind bei Flussstahl, selbst bei Flusseisen, unbedingt zu vermeiden.

Gusseisen sollte nur ausnahmsweise zu Achsen und Wellen Verwendung finden. Dabei ist dann, sofern es sich um Uebertragung grösserer Kräfte handelt, Hohlguss zu wählen und bei der Herstellung auf möglichste Dichtheit des Gusses, wie auf Zähigkeit des Materials Bedacht zu nehmen[1]).

[1]) Die Konstruktion gusseiserner Wellen mit gerippten, sternförmigen Querschnitten, wie Fig. 214, 215 oder 216, ist als unzweckmässig und fehlerhaft zu bezeichnen. Vor etwa vier Jahrzehnten hatte sie mit Rücksicht auf den damaligen Stand der Giessereitechnik noch ein Recht, ausgeführt zu werden. Dieses erlosch, als es gelang, gute Hohlgusswellen herzustellen. Das ist nun seit reichlich drei Jahrzehnten der Fall. Dementsprechend verfährt auch der [illegible]nelle Maschinenbau seit jener Zeit; dem Verfasser, so lange er in seinem Fache thätig ist, niemals vorgekommen, dass eine [illegible]lich leistungsfähige Maschinenfabrik von sich aus für Neukonstruktionen eine Welle mit Quer-

Fig. 214. Fig. 215. Fig. 216.

Holz wird nur noch selten zu Achsen und Wellen verwendet. Selbst bei hölzernen Wasserrädern wird oft genug die Welle (Achse) von Eisen oder Stahl gefertigt.

In der Regel besitzen Achsen wie Wellen aus geschmiedetem, gewalztem Material, vollen Kreisquerschnitt. Die Herstellung derselben mit Ringquerschnitt aus geschweissten oder aus (nach Mannesmann) nahtfrei gewalzten Röhren, oder aus genieteten Hohlcylindern muss auch heute noch als Ausnahme bezeichnet werden[1]. Die Durchbohrung voller Wellen zum Zweck der Schmierung, der Kühlung oder auch der Prüfung der Beschaffenheit des Materials ist nicht hierher zu rechnen. Hohlwellen fallen bei gleicher Widerstandsfähigkeit naturgemäss leichter aus als volle Wellen.

---

schnitten der in Frage stehenden Art ausgeführt hätte. Trotzdem bringt selbst die Literatur aus den letzten Jahren mit Vorliebe diese veralteten Formen, ihre Abmessungen noch dazu falsch berechnend. Es pflegt nämlich die Drehungsanstrengung beispielsweise des Querschnittes Fig. 214, d. i. des Querschnittes Ziff. 11, S. 20, mit $b = h$ in der Weise festgestellt zu werden, dass das drehende Moment gesetzt wird

$$M_d = \sim \tau_1 \frac{\frac{1}{12} s h^3 - \frac{1}{12} (h - s) s^3}{\frac{1}{2} h},$$

woraus sich die Drehungsbeanspruchung zu

$$\tau_1 = \frac{6 M_d}{s h^2 + \left(1 - \frac{s}{h}\right) s^3}$$

ergiebt, während sie nach (der vom Verfasser aufgestellten und hinsichtlich ihrer Richtigkeit durch Versuche geprüften) Gl. 73, S. 20 (in Bezug auf das Nähere vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 165)

$$\tau_2 = \frac{4{,}5 M_d}{s^2 (2h - s)}$$

beträgt. Folglich

$$\tau_1 : \tau_2 = \frac{6 s^2 (2h - s)}{4{,}5 \left[s h^2 + \left(1 - \frac{s}{h}\right) s^3\right]} = \frac{6 \left(2 \frac{h}{s} - 1\right)}{4{,}5 \left[\left(\frac{h}{s}\right)^2 + \left(1 - \frac{s}{h}\right)\right]}$$

und beispielsweise für $h = 7s$

$$\tau_1 : \tau_2 = \frac{6 (14 - 1)}{4{,}5 \left[49 + \frac{6}{7}\right]} = 1 : 2{,}88.$$

Es ist demnach die Anstrengung 2,88mal grösser, als sie die bezeichnete, in der Literatur übliche Rechnung ermittelt!

Für die Industrie hat das allerdings nichts zu besagen, da, wie bereits oben bemerkt, Wellen mit Querschnitten, Fig. 214 bis 216, von der rationellen Praxis seit Jahrzehnten nicht mehr ausgeführt werden.

[1] Bei Verwendung von rund gewalzten (auf Kaliber gewalzten, rundgeglätteten), wie auch gezogenen Wellen mit mehr oder minder vollkommener glatter Kreiscylinderfläche, wodurch das Abdrehen erspart werden soll, ist zu beachten, dass die Oberfläche in der Mehrzahl der Fälle doch kein hinreichend genauer Kreiscylinder zu sein pflegt, und dass durch die Einarbeitung von Nuthen oder durch das Anarbeiten von Flächen u. dergl. die von der Zusammendrückung herrührende grosse Oberflächenspannung im Material einseitig, wenn auch nur theilweise aufgehoben wird, infolgedessen Krummwerden, Verziehen der Welle eintritt.

Die in den Fig. 207, S. 329, Fig. 119, 121, 122, Taf. 12 dargestellten Achsen, ellen geben Beispiele für die Verwendung des vollen Kreisquerschnittes.

Fig. 120, Taf. 12 zeigt die Benutzung des Kreisringes für den Querschnitt er gusseisernen Wasserradwelle. Bei Feststellung des kleinsten inneren Durchssers ist die Mindeststärke massgebend, welche der Kern erhalten muss. Im liegenden Falle soll nicht unter 100 mm gegangen werden. Fällt die Wandstärke ing aus, so ist bei Bestimmung derselben der Möglichkeit des Kernverlegens hnung zu tragen. Jede solche Welle muss ein genügend langes cylindrisches ck besitzen, um bei der Aufstellung die Wasserwage aufsetzen zu können.

Fig. 69, Taf. 4 giebt das Endstück einer aus Blechen zusammengenieteten, gusseisernen Zapfen ausgerüsteten Welle wieder. Der wechselnden Richtung Spannungen wegen muss die Nietung kalt erfolgen oder die Belastung der warm gezogenen Nieten muss niedrig gehalten werden. Damit die beiden Zapfen eine neinschaftliche Achse haben, ist Abdrehen der eingenieteten Zapfen erforder-. In Bezug auf die Berechnung einer solchen Welle darf auf S. 166 u. f. versen werden.

Fig. 124 und Fig. 125, Taf. 12, zeigen die mit gusseisernen Zapfen ausisteten Enden von hölzernen Wasserradwellen. Aufmerksamkeit ist darauf zu venden, dass die beiden Zapfen derselben Welle eine gemeinschaftliche Achse en. Wie bereits bemerkt, lässt sich das durch Abdrehen derselben, nachdem sie der Welle verbunden sind, erreichen.

Zur Berechnung einer solchen Zapfenverbindung werde der mit Schrauben und tern befestigte Zapfen Fig. 124 gewählt.

Der Zapfendruck P giebt in Bezug auf die Berührungsfläche zwischen der gussrnen Zapfenplatte und der Stirnfläche der Holzwelle eine Schubkraft P und ein ftepaar $P\,a$. Die Erstere ist aufzufangen durch den Rand $m\,m$ der Platte, das nent $P\,a$ dadurch, dass die unterhalb einer gewissen Linie $x\,x$ liegenden Schrauben annt werden, während die oberhalb derselben gelegenen Flächenelemente der le gegen die sich anpressende Gusseisenplatte Widerstand leisten. Dabei erfahren Schrauben eine mit dem Abstande von der Linie $x\,x$ wachsende Dehnung, die ähnten Holzfasern eine Zusammendrückung. Eine Untersuchung der Elasticitätsältnisse führt zur Ermittlung der Lage der Linie $x\,x$, welche Eigenschaften hat, sie der Biegungsachse (Nulllinie) im Falle der einfachen Biegungselasticität zumen. Mit Rücksicht darauf, dass die Durchführung der hierauf bezüglichen hnungen nicht ohne Voraussetzungen erfolgen kann, denen eine ziemliche Unerheit anhaftet, dass ferner die Rechnungen selbst aufhältlicher sind, als der ctischen Bedeutung des Gegenstandes entspricht, wollen wir hier unmittelbar von Annahme ausgehen, dass die Linie $x\,x$ mit der Wagrechten zusammenfalle, che die Achse der Welle rechtwinklig schneidet.

Die Beanspruchung der Schrauben wird am grössten ausfallen, wenn zwei deren in die Linie $x\,x$ fallen.

Es bedeute

den Abstand der Schraube 1 von $x\,x$,

" " " Schrauben 2 " $x\,x$,

bezw. S_2 die Zugkraft in diesen Schrauben, hervorgerufen durch das Moment $P\,a$,

S' die Zugkraft einer im Abstand 1 cm von der Linie $x\,x$ befindlich gedacl Schraube, sofern dieselbe durch das Moment $P\,a$ erzeugt würde,

N den resultirenden Gegendruck, welchen die Holzfasern gegen die Zapfenpl ausüben, herrührend von dem Moment $P\,a$,

y_3 dessen Abstand von $x\,x$,

$2\,r$ den Schraubenkreisdurchmesser,

D „ Durchmesser der Stirnfläche der Welle.

Dann kann gesetzt werden

$$S_1 = S'\,y_1, \qquad S_2 = S'\,y_2.$$

Folglich

$$P\,a = S_1\,y_1 + 2\,S_2\,y_2 + N\,y_3,$$
$$= S'\,(y_1{}^2 + 2\,y_2{}^2) + N\,y_3.$$

Ausserdem ist

$$-N + S_1 + 2\,S_2 = 0,$$
$$N = S'\,(y_1 + 2\,y_2),$$

womit unter Beachtung, dass

$$S' = \frac{S_1}{y_1}$$

wird

$$P\,a = \frac{S_1}{y_1}\,(y_1{}^2 + 2\,y_2{}^2) + \frac{S_1}{y_1}\,(y_1 + 2\,y_2)\,y_3.$$

$$S_1 = \frac{P\,a}{\left(y_1 + 2\,\frac{y_2{}^2}{y_1}\right) + \left(1 + \frac{2\,y_2}{y_1}\right)y_3}.$$

Hierin ist

$$y_1 = r$$
$$y_2 = r \sin 45^0 = r\sqrt{0{,}5}$$

Zur Bestimmung von y_3 wird davon ausgegangen, dass die Normalspannungen, welchen die Elemente der Stirnfläche der Holzwelle gegen die Zapfenplatte drüc proportional sind den Abständen von der Achse, sich also darstellen lassen als Höhen ähnlicher rechtwinkliger Dreiecke, welche je den Abstand von $x\,x$ zur Gr linie haben. Der Angriffspunkt N ist dann der Mittelpunkt des Druckes und infc dessen sein Abstand von $x\,x$ bekanntlich bestimmt durch

$$y_3 = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{statisches Moment}} = \frac{\frac{\pi}{128}\,D^4}{\frac{\pi}{8}\,D^2\,\frac{2}{3\,\pi}\,D} = \frac{3\,\pi\,D}{32} = \backsim 0{,}3\,D.$$

Damit wird dann

$$S_1 = \frac{P\,a}{2\,r + (1 + \sqrt{2})\;0{,}3\,D} = \frac{P\,a}{2\,r + 0{,}72\,D}.$$

Beispiel.

$$P = 4500^{\,\text{kg}},\ a = 15^{\,\text{cm}},\ r = 24^{\,\text{cm}},\ D = 56^{\,\text{cm}}.$$

Demnach

$$S_1 = \frac{4500\,.\,15}{48 + 40{,}3} = 764^{\,\text{kg}}.$$

Die grösste Pressung, welche das Holz durch das Moment $P a$ erfährt, ist

$$\sigma_1 = \frac{4500 \cdot 15}{\frac{\pi}{32} 56^3} = 3{,}84 \ {}^{kg}/_{qcm}.$$

Damit bei dem infolge der Drehung eintretenden Wechsel zwischen Zug und Druck Spielraum zwischen Welle und Zapfenplatte nicht eintritt, müssen die Schrauben bereits von vornherein scharf angezogen werden. Nehmen wir an, es solle dies so stark erfolgen, dass die Pressung zwischen Platte und Holz mindestens gleich $\sigma_1 = 3{,}84$ kg beträgt, so bedarf es hierzu einer Gesammtkraft

$$S = \frac{\pi}{4} 56^2 \cdot 3{,}84 = 9460 \ {}^{kg}.$$

Das giebt für jede Schraube

$$\frac{9460}{8} = 1182{,}5 \ {}^{kg}.$$

Folglich die Gesammtbeanspruchung einer Schraube

$$1182 + 764 = 1946 \ {}^{kg},$$

wovon 1182 kg mit Drehungsanstrengung verknüpft sind. Nach den Gl. 160 und 166, S. 94, bezw. 96, ergiebt sich somit für den Durchmesser der Schrauben in englischen Zollen

$$1946 = 1600 \ d^2,$$

$$d = \sqrt{1{,}22} = \frac{9''}{8} = \text{engl.} = 29 \ {}^{mm},$$

bezw.

$$1182 = 1200 \ d^2$$

$$d = 1'' \ \text{engl.}$$

Demnach ist die Gesammtbeanspruchung massgebend und $d = {}^9/_8{}''$ engl. zu nehmen.

Die grösste Pressung des Holzes stellt sich dann auf

$$2 \cdot 3{,}84 = 7{,}68 \ {}^{kg}.$$

Hierbei sei bemerkt, dass die vorstehende Rechnung die Anstrengung der Schrauben eher zu hoch als zu niedrig liefert, wogegen die thatsächlich eintretende Anstrengung des Holzes grösser ausfällt. In Wirklichkeit hat das nichts zu sagen, da dieselbe sehr weit unter der zulässigen Grenzbelastung bleibt.

Die Stärke der Platte ist auf Biegung zu berechnen, wobei etwas Besonderes nicht zu bemerken ist.

Die Höhe h des Randes m ist durch die Schubkraft P bedingt. Infolge des Wechsels der Beanspruchung ist die durch P eintretende Pressung zwischen Rand und Holz höchstens gleich $\frac{1}{2}$ der sonst zulässigen zu nehmen. Wählen wir $k = 20$, so ist

$$h = \frac{4500}{20 \cdot 56} = 4 \ {}^{cm}.$$

Die grösste Stärke s des Randes folgt durch Betrachtung eines Streifens von 1 cm Breite angenähert aus

$$h \cdot 1 \cdot 40 \cdot \frac{h}{2} = \frac{k_b}{6} 1 \cdot s^2,$$

worin für k_b nach S. 37 zu setzen ist

$$k_b = \frac{420 + 280}{2} = 350 \text{ kg};$$

somit

$$40 \cdot \frac{4^2}{2} = \frac{350 s^2}{6},$$

$$s = \sim 2{,}4 \text{ cm}.$$

Die Querrippen $n\ n$ haben den Zweck, die Drehung des Zapfens auf der Welle zu verhüten.

Die Länge der Schrauben muss mindestens so gross sein, dass das Holz parallel zur Faserrichtung nicht abgeschoben wird. Die zulässige Belastung des Eichenholzes gegen Schub in dieser Richtung wollen wir zum Zweck vollständiger Sicherheit 3 kg annehmen. Da die quadratische Mutter aus

$$1946 = 60 \left(s_1^2 - \frac{\pi}{4}\, 3^2\right)$$

eine Seitenlänge

$$s_1 = \sim 6{,}5 \text{ cm}$$

erhält, so folgt für die Entfernung der Mutter von der Stirnseite angenähert

$$1946 = 3 \cdot 6{,}5 \cdot e \cdot 3$$

$$e = 33{,}2 \text{ cm},$$

welchen Werth wir auf 350 mm abrunden.

Als zu den Wellen gehörig kann der **Stellring** angesehen werden. Da zu den gewöhnlichen Wellen gewalztes Rundeisen verwendet wird, das Aufschweissen von Bunden theuer ist, auch letztere dem Aufbringen und Abnehmen von Scheiben u. s. w., welche aus dem Ganzen bestehen, sich hinderlich erweisen, und das Eindrehen von Lagerstellen behufs Sicherung der Wellen, deren Festigkeit, wie wir sahen, ausserordentlich schädigt, so müssen zur Festlegung der Wellen in achsialer Richtung häufig besondere Ringe aufgesetzt werden, welche Stellringe genannt werden. Bei der Formgebung solcher Ringe ist im Interesse der Sicherheit der in der Nähe der Wellen verkehrenden Arbeiter festzuhalten, dass hervorstehende Theile nicht vorhanden sein dürfen. Die Konstruktion mit Schrauben, deren sechskantiger Kopf über den Ring hervorsteht, ist deshalb zu verwerfen; es sei denn, dass man den Stellring mit vorstehender Schraube durch eine Umhüllung, Schutzhülse, umschliesst.

Fig. 126, Taf. 12, zeigt einen gewöhnlichen Stellring von Schmiedeisen, oben mit Kopfschraube, unten mit Vierkantschraube. Die Stirnfläche der Schraube, welche auch nach Fig. 127 hergestellt werden kann, wird gehärtet. Fig. 109, Taf. 11 lässt links einen aufgesetzten Stellring erkennen, dessen Schraube einen Einschnitt besitzt.

Der Druckschraube mit hohler Stirnfläche Fig. 127, Taf. 12, wird der Vorwurf gemacht, dass die angepresste Ringkante leicht abbröckele und dass sie Grat erzeuge.

Die Stellringe gewähren gegenüber festen Bunden den Vortheil grösserer Freiheit bei der Aufstellung, sowie die Möglichkeit, bei eingetretener Abnützung durch Versetzen des Ringes diese auszugleichen. Auch können Bunde, wie bereits erwäh-

im Aufbringen von Scheiben und Rädern, besonders wenn dies nach der Aufstellung folgen soll, ein Hinderniss bieten; Stellringe bilden ein solches nicht.

Hier ist des stellbaren Bundes in Fig. 93, Taf. 8, zu gedenken, dessen Durchesser mit Rücksicht auf die Grösse der achsialen Seitenkraft des Zahndruckes stimmt werden kann. Durch Herausnehmen der zwischen Stirnfläche der Welle d dem Bunde eingelegten Blechscheiben ist die Nachstellung leicht zu ermöglichen. die achsiale Kraft, welche auf Verschiebung der Welle hinwirkt, so gross, dass nicht mehr durch Stellringe oder Bunde aufgefangen werden kann, so erhält die elle einen Kammzapfen, wie auf S. 323 besprochen worden ist, wenn man nicht zieht, einen Spurzapfen anzuordnen, falls die Verhältnisse dies gestatten.

Bei der Anlage eines Wellenstranges muss darauf Rücksicht genommen werden, s derselbe infolge eintretenden Temperaturwechsels Längenänderungen erfährt, en Vollziehung möglich sein muss, ohne dass Warmlaufen oder Verbiegungen, lche u. dergl. veranlasst werden. Die Angaben über den Ausdehnungskoeffizienten ch die Wärme schwanken für Schweiss- und Flusseisen zwischen rund $\frac{1}{70\,000}$ und $\frac{1}{000}$ auf 1° C., für Stahl zwischen $\frac{1}{80\,000}$ und $\frac{1}{90\,000}$; für Gusseisen pflegt $\frac{1}{90\,000}$ gegeben zu werden, für Kupfer $\frac{1}{60\,000}$. Ein Wellenstrang aus Schweisseisen von ^{m} Länge würde demnach bei 40° C. Temperaturunterschied eine Längenänderung wenigstens $50\,000 \frac{40}{80\,000} = 25^{mm}$ erwarten lassen.

C. Kupplungen.

Mit dem Begriff Kupplungen fasst man in der Regel diejenigen Maschinentheile sammen, durch welche zwei Wellen so verbunden werden, dass sie einen Wellenang bilden. Dabei ist es nicht nothwendig, dass die verbundenen Wellen zummenfallende Achsen besitzen.

Je nachdem diese Verbindung eine starre, feste oder eine bewegliche, oder ittens eine solche ist, dass ihre Lösung während des Ganges stattfinden kann, erden feste, bewegliche und Ausrückkupplungen unterschieden.

I. Feste Kupplungen.

Die einfachste Kupplung zeigt Fig. 131, Taf. 14. Ein gusseiserner Hohlinder, auf den Durchmesser der Welle ausgebohrt, wird auf die beiden sich berenden Wellenden aufgeschoben und mit diesen durch Nasenkeile verbunden. Zur chütung von Unfällen sind die Nasen derselben durch einen Schutzmantel von ch oder auch in anderer Weise, z. B. durch Aufschrauben von je aus zwei Hälften tehenden kurzen Hohlcylindern von Holz an den beiden Stirnseiten der Kupplung umhüllen. Ueber den Werth des Nasenkeiles s. S. 210.

Die nach Abzug der Keilnuthentiefe verbleibende Wandstärke der Kupplungsmuffe beträgt nach der ersten der beiden Gl. 246 mit $d_0 = d$

$$0{,}3\,d + 1^{\text{cm}};$$

somit findet sich, wenn die Höhe des Keiles zu 0,2 d, also reichlich angenommen wird,

$$s_1 = \frac{0{,}2\,d}{2} + 0{,}3\,d + 1^{\text{cm}} = 0{,}4\,d + 1^{\text{cm}}.$$

Für die Länge des Muffes genügt

$$l = 3\,d.$$

Der Einfachheit dieser Kupplung stehen zunächst die Nachtheile gegenüber, dass durch das Aufkeilen leicht eine Krümmung der Welle, sowie bei nicht genau gleichem Durchmesser der beiden Wellenden auch eine Auseinanderrückung der Achsen derselben veranlasst wird, und dass eine Lösung der Kupplung die Verschiebung des Muffes um 0,5 l auf der Welle fordert, was sich oft nur mit den grössten Schwierigkeiten bewerkstelligen lässt, ganz abgesehen davon, dass das Herausschlagen von Nasenkeilen, die fest sitzen, eine nicht immer gelingende Arbeit ist.

Von diesem Fehler frei ist die in Fig. 132, Taf. 14, dargestellte Scheibenkupplung. Auf jedem der beiden Wellenden sitzt, durch Keil befestigt, eine mit Scheibe versehene (in der Regel gusseiserne) Nabe [1]; beide sind durch Schrauben mit einander verbunden. Damit die Achsen der Wellen zusammenfallen, greift die eine Scheibe mit einem Ansatz in die andere ein. Diese Sicherung der centrischen Verbindung beider Wellen wird mit dem Nachtheile erkauft, dass sich die einzelnen Wellen nicht ohne Längsverschiebung (um die Höhe h des centrirenden Ansatzes) gegenüber den benachbarten herausnehmen lassen. Zum Schutze gegen Unfälle liegen die Muttern und Köpfe der Schrauben vertieft, infolgedessen man eines besonderen Schlüssels zum Anziehen der Muttern bedarf.

Erfahrungsgemäss verlieren die Stirnebenen der Scheiben durch das Aufkeilen ihre senkrechte Lage zur Wellenachse, sodass die mit einer solchen Kupplung verbundenen Wellen da, wo sie zusammenstossen, sich schneiden oder kreuzen, wenn auch unter sehr kleinem Winkel bezw. mit sehr kleinem Abstande, also einen Knick bilden müssen [2]. Um das zu verhindern, wird nochmaliges Abdrehen der Scheiben nach dem Aufkeilen erforderlich. Besonders zuverlässig fällt die Befestigung mit der Welle aus, wenn die Nabe warm oder mittelst Presse aufgezogen wird. Dann erweist sich die Anordnung eines, wenn auch sehr geringen, Ansatzes auf der Welle von etwa 1 bis 2 ^{mm} Höhe behufs Feststellung der Lage der Nabe von Vortheil, ohne jedoch nöthig zu sein. Bei Flussmaterial (Eisen, Stahl) muss dieser Ansatz mit Ausrundung erfolgen.

Die Schrauben haben das drehende Moment von einer Scheibe auf die andere zu übertragen. Sie thun dies zunächst vermittelst der Reibung, welche dadurch wachgerufen wird, dass die beiden Scheiben infolge scharfen Anziehens der Muttern

---

[1] Zuweilen finden sich die Scheiben den zu kuppelnden Wellen gleich angeschmiedet, so z. B. im Falle der Fig. 129 und 130, Taf. 13, oder auch angegossen, wenn es sich um gegossene Wellen, wie z. B. bei Turbinen, handelt.

[2] Diese Thatsache gilt naturgemäss nicht bloss für die Scheiben der vorliegenden Kupplung, sondern für aufgekeilte Scheiben und Räder überhaupt. Sie verdient mehr Beachtung, als ihr in der Regel zu Theil wird.

st gegen einander gepresst werden. Bei Erzitterungen kann dieser Reibungswiderand theilweise (vergl. S. 128, c, zweiten Absatz) aufgehoben werden; dann ist es e Biegungsfestigkeit der Schrauben, welche für die Uebertragung in Frage kommt. it Rücksicht hierauf empfiehlt es sich, gedrehte, die gebohrten Löcher gut auslende Schraubenbolzen zu verwenden, und, sofern die Richtung der zu übertragenden raft bei bedeutender Stärke der letzteren wechselt oder gar stossender Betrieb attfindet, an die Stelle der cylindrischen Schrauben konische Bolzen nach Massgabe er Fig. 47, S. 100, treten zu lassen, wie dies z. B. auch die Kupplung der beiden Tellenstücke in Fig. 129, Taf. 13, zeigt.

Bezüglich der Abmessungen einer Scheibenkupplung gilt mit Bezugnahme auf as Besprochene Folgendes.

Durchmesser des Scheibensitzes der Welle

$$d_1 = d - 0{,}4^{\text{cm}} \text{ bis } d - 0{,}2^{\text{cm}}.$$

Wandstärke (wie im Falle der Fig. 131)

$$s_1 = 0{,}4\, d + 1{,}0^{\text{cm}}.$$

Nabenlänge für warm oder mit der Presse aufgezogene Scheiben

$$l \geqq \frac{5}{4}\, d,$$

für gewöhnlich aufgekeilte Scheiben

$$l \geqq \frac{3}{2}\, d.$$

Die Stärke der Schrauben kann gewählt werden etwa nach

$$\delta = \frac{d}{8} + 1^{\text{cm}} \text{ bis } \frac{d}{8} + 1{,}5^{\text{cm}}$$

mit Abrundung (auf das engl. Mass, sofern dieses den Schrauben zu Grunde liegt). Ihre Anzahl $\mathfrak{z}$ berechnet sich aus der Forderung, dass die durch Anziehen der Muttern wachgerufene Reibung zur Uebertragung des Drehungsmomentes $M_d = \frac{1}{5}\, k_d\, d^3$ genügen muss. Um einen hohen Werth für den Reibungskoeffizienten zu erlangen, empfiehlt es sich, die Stirnebenen der Scheiben beim Drehen mit rauhen Oberflächen zu belassen.

Nach Massgabe des oben bereits hinsichtlich der Schrauben Bemerkten muss im Nothfalle auch die Biegungsfestigkeit noch zur Uebertragung ausreichend sein, wobei dann unter der Voraussetzung, dass die Kraftrichtung nicht wechselt, oder, falls dies geschieht, dass die Stärke der zu übertragenden Kraft nach erfolgter Umkehrung nur einen Theil ihres sonstigen Grösstwerthes, etwa höchstens die Hälfte des letzteren beträgt, die zulässige Anstrengung k_b in

$$\frac{M_d}{y\,\mathfrak{z}}\,\frac{x}{2} = 0{,}1\, k_b\, \delta^3$$

ziemlich hoch gewählt werden darf.

Die Grösse x ergiebt sich aus der Scheibenstärke, welche mit

$$c = \frac{5}{4}\,\delta$$

genügend wird, und der etwa zwischen 3 und 6^{mm} schwankenden Höhe der Arbeitsleiste.

Der Abstand y, d. i. der Halbmesser des Schraubenlochkreises, folgt nach Feststellung von a, welcher Werth dadurch bestimmt erscheint, dass der Schlüssel zum Anziehen der Mutter Raum hat, was bei

$$a = 1{,}5\ \delta$$

der Fall ist. Also

$$y = 0{,}5\ d_1 + s_1 + a.$$

So findet sich z. B. für $d = 100^{mm}$ und mit $d_1 = 98^{mm}$,

$$s_1 = 100 \,.\, 0{,}4 + 10 = 50^{mm},$$

$$\delta = \frac{100}{8} + 10 = 22^{mm} \text{ bis } \frac{100}{8} + 15 = 27^{mm}.$$

Wir wählen somit

$$\delta = 1'' \text{ engl.} = 25{,}4^{mm},$$

$$e = 25 \,.\, \frac{5}{4} = \backsim 31^{mm},$$

$$x = 31 + 4 = 35^{mm},$$

$$a = 1{,}5 \,.\, 25 = 38^{mm},$$

$$y = \frac{98}{2} + 50 + 38 = 137^{mm}.$$

Folglich mit dem Mittelwerth $M_d = 36\ d^3$, dem Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}25$ (rauhe Oberflächen der Scheibenstirnen) für eine Schraubenbelastung von $300\ \delta^2$, und unter der Voraussetzung, dass die Reibung im Abstande y von der Achse wirkend gedacht werden darf,

$$\frac{36 \,.\, 10^3}{13{,}7} = 300 \,.\, 2{,}5^2\ \mathfrak{z} \,.\, 0{,}25$$

$$\mathfrak{z} = 5{,}8,$$

wofür in Fig. 132, Taf. 14, die Schraubenzahl 6 gewählt ist. Die möglicherweise eintretende Biegungsanstrengung der Schrauben überschreitet hierbei das Mass des Zulässigen nicht, wie die Durchführung der oben angedeuteten Rechnung lehrt.

Allgemein gilt bei einer Schraubenbelastung von $300\ \delta^2$ [1]), worin δ in cm,

$$\frac{\frac{1}{5}\ k_d\ d^3 \,.}{y_r} = 300\ \delta^2\ \mathfrak{z}\ \mu,$$

sofern y_r den Abstand des Angriffspunktes der Reibung von der Wellenachse bezeichnet. Hieraus folgt

$$\mathfrak{z} = \frac{k_d}{1500\ \mu}\ \frac{d^3}{\delta^2\ y_r}.$$

Stärkere Schrauben sind naturgemäss in geringerer Anzahl nothwendig al[s] schwächere, führen aber zu grösseren Abmessungen und damit zu schwereren Kupplungen. Man wählt für $\mathfrak{z}$ in der Regel eine gerade Zahl.

[1]) Diese Belastung erscheint insofern als eine sehr bedeutende, als sich zu ihr noch ei[ne] weitere Beanspruchung gesellt, davon herrührend, dass die Schrauben gegenüber den mit der Dur[ch]biegung der Welle verknüpften Formänderungen, welche bei der Drehung fortgesetzt wechs[eln] (vergl. Fig. 206, S. 327), die Aufgabe haben, die Verbindung der beiden Kupplungsscheiben [zu] einer ausreichend starren zu machen. Die Ermittlung dieser zusätzlichen Anstrengung, welc[he] insbesondere durch die Entfernung der Lager und durch die Belastung der Welle bedingt wi[rd,] bietet in Sonderfällen grosse Schwierigkeiten nicht; allgemein lässt sie sich jedoch in einfach[er] Form nicht feststellen.

Um der Reibung einen grossen Hebelarm zu sichern, wie auch um die Verlung der beiden Kupplungsscheiben gegenüber der Durchbiegung der rotirenden .le (vgl. Fig. 206, S. 327) zu einer möglichst starren zu machen, empfiehlt es , die Scheiben nur durch eine schmale, am Umfange gelegene Ringfläche in Be-:ung zu bringen, wie Fig. 133, Taf. 14, angiebt.

Für den Schutzrand genügt

$$b = \frac{\delta}{4} + 0{,}5^{\text{cm}}, \qquad e = \frac{5}{4}\,\delta.$$

Die Breite f der Arbeitsleiste kann gleich dem Durchmesser einer gewöhnlichen erlegscheibe, also nach Gl. 178, S. 104,

$$f = 2{,}1\,\delta + 0{,}5^{\text{cm}}$$

ommen werden.

Die Ansatzstärke g erscheint mit $\frac{s_1}{2}$, die Ansatzhöhe h mit $\frac{\delta}{3}$ ausreichend. Abmessungen des Keiles sind nach Massgabe des S. 209 und 210 Bemerkten estimmen.

Die Scheibenkupplung [1]), welche früher in Europa wohl die verbreitetste feste plung war, erfährt immer noch eine ausgedehnte Verwendung, trotzdem ihr der htheil anhaftet, dass eine Herausnahme der Welle erst nach einer Verschiebung h möglich wird, und dass aus dem Ganzen bestehende Räder oder Scheiben nicht die Welle aufgebracht werden können, ohne dass die Kupplungsscheibe entfernt l. Diese Arbeit des Herabnehmens der Scheibe ist bei warm oder mit der Presse gezogenen Naben sehr umständlich, das darauf folgende Wiederaufsetzen, des hliessenden Wiederabdrehens der Stirnfläche wegen, unter allen Umständen auflich und kostspielig. Es sind deshalb die Scheiben, Räder u. s. w., welche auf Welle zu sitzen kommen, getheilt anzufertigen, ebenso sind nur offene Lager iwenden.

Diese grundsätzliche Mangelhaftigkeit, angesichts welcher die Scheibenkupplungen ntlich nur noch für starke Triebwerkswellen angezeigt erscheinen, werden durch in Fig. 134, Taf. 14, gezeichnete Kupplung vermieden. Dieselbe besteht aus

[1]) Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau rt die Scheibenkupplungen laut Preisbuch vom Dezember 1890 in folgenden Abmessungen. i wurden nur diejenigen Kupplungen aufgenommen, deren Bohrung volle Centimeter beträgt. e Bemerkung gilt auch für spätere Angaben dieser Art.) Die genannte Fabrik wählt $d_1 = d$.

ohrung d,	Länge $2\,l$,	Durchmesser D,	Schraubenstärke δ.	Schraubenzahl $\mathfrak{z}$,	Gewicht.
mm	mm	mm	mm		kg
100	300	395	26	4	112
110	330	425	26	6	140
120	360	460	29	6	185
130	390	500	29	6	220
140	420	540	33	6	305
150	420	540	33	6	310
160	450	590	33	6	390
170	450	590	33	6	395
180	475	590	33	6	410
190	500	640	39	6	470
200	525	640	39	6	480.

einer in achsialer Ebene getheilten Nabe, welche aussen für die Versenkung der Schraubenköpfe und Muttern Vertiefungen enthält, bezüglich deren Form sich Verfasser mit kleiner Abweichung der v. Reiche'schen Konstruktion anschliesst. Die beiden Nabenhälften oder Schalen werden an der gemeinschaftlichen Berührungsfläche gehobelt, zusammengeschraubt, nachdem vorher starkes Zeichenpapier, bei grösserem Durchmesser der Welle in doppelter Stärke dazwischen gelegt wurde. Mit dieser Zwischenlage erfolgt das Ausbohren auf den Wellendurchmesser. Beim Aufbringen der Kupplung bleibt dieselbe weg, infolgedessen pressen sich die Schalen scharf auf die Wellen auf und kuppeln beide durch die Reibung. Zur Sicherstellung der Verbindung sowohl bezüglich der Uebertragung des Drehungsmomentes, als auch gegen achsiale Bewegungen hat Verfasser die mit cylindrischen Warzen versehene Schlussfeder immer mit ausführen lassen.

Bei der Konstruktion kann in folgender Weise vorgegangen werden.

Der Durchmesser δ der Schrauben werde auch hier angenommen, ihre Anzahl $\mathfrak{z}$ berechnet. Wir wählen

$$\delta = \frac{d}{5} + 1^{\text{cm}}.$$

Unter der Voraussetzung, dass das drehende Moment $M_d = 36\,d^3$ durch die Reibung zwischen Wellen und Schalen zu übertragen ist, dass der Flächendruck, welcher in der Berührungsfläche stattfindet, an allen Stellen den gleichen Werth besitzt, und dass der Reibungskoeffizient mit 0,25 in Rechnung gesetzt werden kann, findet sich bei einer Belastung der Schrauben mit $300\,\delta^2$

$$\frac{36\,d^3}{d} = 300\,\delta^2\,\frac{\mathfrak{z}}{2}\,.\,0{,}25\,\frac{\pi}{2},$$

woraus abgerundet folgt

$$\mathfrak{z} = \backsim 0{,}6\left(\frac{d}{\delta}\right)^2, \qquad \mathfrak{z} \geqq 4,$$

mit δ in cm.

Also beispielsweise für $d = 100^{\text{mm}}$

$$\delta = \frac{100}{5} + 10 = 30^{\text{mm}} = \backsim {}^9/_8{}'' \text{ engl.}$$

$$\mathfrak{z} = 0{,}6\left(\frac{100}{29}\right)^2 = \backsim 6.$$

Wir ziehen unter 45^0 die Linie ob, und wählen etwa $x = \frac{\delta}{3}$, ziehen die Gerade bc und wählen der Grösse der Mutter wegen $\overline{bc}$ etwa $1{,}1\,\delta$. Der Abstand l muss mit Rücksicht auf den Raum, den der geschlossene Mutterschlüssel beansprucht, mindestens $1{,}4\,\delta$ betragen. Der äussere Durchmesser ergiebt sich aus der Bedingung, dass die Mutter etwa 3 bis 6^{mm} zurückstehen soll.

Die Abmessung der Schlussfeder kann nach Massgabe dessen, was über die Keile gelegentlich der Befestigung der Zahnräder gesagt worden ist (S. 209 und 210), bestimmt werden. Für die Stärke des Steges, welcher je zwei Schrauben trennt, erscheint $\frac{2}{3}\,\delta$ ausreichend.

Etwas kürzer und damit auch etwas leichter fällt die verhältnissmässig schwere Kupplung aus, wenn man die beiden mittleren Schrauben nicht von unten nach

›ben, wie die vier äusseren, sondern von oben nach unten einführt, sodass die Muttern ıach unten zu sitzen kommen. Da für den Kopf nicht so viel Raum erforderlich st, wie für die Mutter, so muss die Länge der Kupplung sich geringer ergeben, rie das Fig. 135, Taf. 14, erkennen lässt.

Zur vollständigen Sicherung gegen Unfälle empfiehlt sich die Umhüllung der ganzen Kupplung durch einen Blechcylinder. Uebrigens können die Schrauben auch lurch aufgezogene Ringe ersetzt werden, wie Fig. 136, Taf. 14, erkennen lässt[1]. Iittlere Stärke der Nabenwandung

$$0{,}3\,d + 1^{\text{cm}}$$

nit einer Ansteigung aussen von $\frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{20}$ (Tangente des halben Winkels an der Legelspitze). Nabenlänge etwa $3\,d + 2^{\text{cm}}$ bis $4\,d$. Der Querschnitt der aufgezogenen Ringe lässt sich in ganz ähnlicher Weise wie oben die Schrauben bei der Kupplung Fig. 134 berechnen. Mit Rücksicht darauf jedoch, dass beim Aufziehen er Ringe es schwer ist, zu schätzen, ob die Kupplungshälfte genügend stark gegen ie Wellenoberfläche gepresst wird, infolgedessen die Ringe bei dem Aufbringen ehr reichlich gespannt werden müssen, sowie in Anbetracht, dass die Spannung n Ringe sich nicht gleichmässig über den Querschnitt vertheilt, erscheint es räthch, den erforderlichen Ringquerschnitt f bewährten Ausführungen zu entnehmen. Vir setzen

$$f = \frac{d^2}{6} \text{ bis } \frac{d^2}{4}.$$

Den vorstehend besprochenen Schalen- oder Hülsenkupplungen, Fig. 134 bis 137, af. 14, haftet noch der Mangel an, dass die Güte der Verbindung genau gleiche urchmesser der beiden Wellenenden zur Voraussetzung hat. Davon frei ist die von ·llers herrührende, durch Fig. 138, Taf. 14 wiedergegebene Klemm- oder Doppel- ·gel-Kupplung. Dieselbe besteht aus einem aussen cylindrisch gedrehten, innen ppelt konisch ausgebohrten Hohlkörper, welcher zwei geschlitzte, aussen konische d innen cylindrische Hülsen umschliesst. Durch das Anziehen der achsial liegenden hrauben wird jede der Letzteren einerseits gegen das betreffende Wellenende, andererts gegen den Hohlkörper gepresst. Die hierdurch bedingten Reibungskräfte kuppeln de Wellen. Es erhellt, dass die centrische und sichere Verbindung auch dann olgt, wenn die Durchmesser beider Wellen etwas abweichen. Die Tangente des igungswinkels der konischen Flächen gegen die Achse der Welle beträgt etwa 8[2]).

---

[1]) Lohmann & Stolterfoht in Witten a. d. Ruhr liefern Hülsenkupplungen mit r einerseits aufgeschnittener Hülse, wie in Fig. 137, Taf. 14, angedeutet, sonst im Uebrigen, wie g. 136, in folgenden Abmessungen:

Bohrung	30	40	50	60	70	80	90	100 mm
Ganze Länge	120	160	200	240	280	320	360	400 „
Gewicht	8	9	12	17	24	34	50	66 kg.

[2]) Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau rtigt die Sellers'sche Kupplung in folgenden Abmessungen:

Bohrung d	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150 mm
Länge L	150	170	210	240	265	300	320	360	380	410	445	470	500 „
Durchmesser D	100	120	140	165	190	212	235	260	280	300	325	350	370 „
Gewicht	8	10	17,5	27,5	40	56	71	86	102	134	162	220	287 kg.

Wie ersichtlich, zeichnete sich die Sellers'sche Kupplung durch die Leichtigkeit, mit welcher das Aufbringen wie das Lösen erfolgen kann, noch besonders aus.

Fig. 139, Taf. 14, zeigt die Verbindung von Hohlwellen mit eingeschaltetem Halszapfen (Mannesmann, Röhrenwalzwerk Komotau, D. R.-P. Nr. 46881 vom 24. Juli 1888) in zweierlei Ausführung. Auf den die beiden Wellenenden verbindenden Halszapfen ist links die Scheibe *a* aufgekeilt, welche eine kegelförmig ausgebohrte Hülse *b* trägt. Durch Anziehen der aussen kegelförmig abgedrehten und an einer Stelle aufgeschnittenen Büchse *c* mittelst der Schrauben *d* wird das Rohrende centrirt und festgeklemmt, ähnlich wie bei der Sellers'schen Kupplung. Auf der rechten Seite des Halszapfens erscheinen die Scheibe *a* und die Hülse *b* aus dem Ganzen bestehend. Die Anordnung auf der linken Seite hat vor derjenigen rechts den Vortheil, dass sie die Herausnahme des Wellenstückes quer zur Achse gestattet, ohne dass eine Längsverschiebung nöthig wird, indem man nach Lösung der Schrauben *d* die Hülse durch Schläge in Richtung der Wellenachse von der Scheibe *a* trennt, nöthigenfalls unter Zuhülfenahme der in der Scheibe *a* sitzenden Pressschrauben *e e*. Zur Sicherung der Mitnahme der Scheibe *a* durch das Rohr und umgekehrt trägt die Erstere die Hervorragungen *f*, welche in entsprechende Ausschnitte an den Rohrenden eingreifen. Wenn es die Verhältnisse zweckmässig erscheinen lassen, kann der Halszapfen mit den zugehörigen beiden Scheiben aus einem Stück (Stahlguss) hergestellt werden.

Durch die vorstehend beschriebene Kupplung soll die Möglichkeit erlangt werden, Röhren mit Vortheil für Wellenleitungen zu verwenden. Nach der Patentschrift bestehen diese Vortheile darin, dass die hohle Welle bei gleicher Widerstandsfähigkeit (Anstrengung des Materials, Verdrehung und Durchbiegung) leichter ausfällt, als die volle, und dass infolgedessen auch eine grössere Entfernung der Lager zulässig sei, dass ferner der zum Zwecke der Kupplung eingeschaltete Drehzapfen schwächer gehalten werden dürfe, als die volle Welle, und dass daher auch der Verlust an mechanischer Arbeit durch die Reibungswiderstände weniger betrage. Diesen Vortheilen gegenüber, deren Erheblichkeit in jedem Einzelfalle leicht festgestellt werden kann, stehen gegenüber: die höheren Anlagekosten, sowie die Nothwendigkeit, auf die Anbringung von Keilnuthen zu verzichten, also Scheiben und Räder, welche auf die Hohlwelle zu sitzen kommen, durch Klemmung zu befestigen.

II. Bewegliche Kupplungen.

Unter Umständen hat die Verbindung zweier Wellenenden derart zu erfolgen, dass sich dieselben sowohl in Richtung der Wellenachse, wie auch senkrecht dazu etwas bewegen können, so z. B. dann, wenn auf genügend richtige Lage der beiden Wellenstücke dauernd nicht zu rechnen ist u. s. w. In solchen Fällen muss die Kupplung die verlangte Längs- und Querbeweglichkeit der Wellenenden gestatten.

Fig. 140, Taf. 15, zeigt eine derartige Konstruktion. Die eine Hälfte trägt zwei oder auch mehr prismatische Zähne (Klauen), welche in entsprechende Vertiefungen der anderen Hälfte mit Spielraum eingreifen. Zur Sicherung gegen Unfälle sind die scharfen Kanten der Klauen zu umhüllen.

Fig. 141, Taf. 15, stellt die längsbewegliche Kupplung (Ausdehnungskupplung) in der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau dar. Die drei Klauen sind genau bearbeitet. Zur Sicherung der centrischen Lage der Wellen ist das Innere der Kupplung mit einem gedrehten Ringe ausgestattet. Längsbeweglichkeit der Wellenverbindung, wie sie hier vorgesehen ist, wird bei einem längeren Wellenstrange infolge der unvermeidlichen Temperaturwechsel jedenfalls nothwendig, sofern die Umstände eine Verschiebung der Wellenenden in Richtung der Achse nicht zulassen, was z. B. bei fester Lagerung des einen Endes dann der Fall ist, wenn das andere Ende zum Antriebe von Kegelrädern dient. Aber auch dann, wenn die Verhältnisse eine Verschiebung der Wellenenden gestatten sollten, empfiehlt sich für längere Wellenstränge die Anordnung einer Ausdehnungskupplung, damit die Laufflächen der Welle in den Lagern sich in der Längsrichtung möglichst wenig verschieben. Solche Verschiebung hat immer eine Erhöhung des Reibungskoeffizienten zur Folge, ganz abgesehen davon, dass mit derselben auch leicht Unreinigkeiten in die Lagerflächen gezogen werden [1]).

Schneiden sich die beiden Wellen unter einem Winkel α, welcher um so viel von Null abweicht, dass die Kupplung Fig. 140 nicht mehr verwendbar ist, so greift man zur Gelenkkupplung (Universalgelenk, Hook'scher Schlüssel, Cardan'sches Gelenk). Die Bewegungsübertragung durch dieselbe geschieht bekanntlich ungleichförmig, und zwar so, dass die äussersten Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten $\frac{1}{\cos\alpha}$ und $\cos\alpha$ sind. Es müssen übrigens schon bedeutende Werthe von α sein, ehe diese Ungleichförmigkeit von Erheblichkeit wird. Beispielsweise beträgt für $\alpha = 10^0$

$$\frac{1}{\cos\alpha} = 1{,}015, \qquad \cos\alpha = 0{,}985,$$

somit

$$\frac{1}{\cos\alpha} : \cos\alpha = 1 : 0{,}97.$$

Fig. 142, Taf. 15, zeigt die Kreuzgelenk-Kupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau [2]). Liegen die beiden sich schneidenden Achsen nicht in einer Ebene, so vollführen die vier Gelenkzapfen in ihren Lagern nicht bloss eine drehende Bewegung, sondern sie verschieben sich auch. Zapfenhülsen von Rothguss pflegen meist nur dann eingesetzt zu werden, wenn der Winkel α erheblich von Null abweicht. Die Schmierung der Zapfen erfolgt durch Starrschmiere.

---

[1]) Die oben genannte Firma liefert die Ausdehnungskupplung Fig. 141 in folgenden Grössen:

Bohrung d	40	50	60	70	80	90	100	110	120 mm
Länge L	180	220	260	300	340	370	410	450	500 „
Durchmesser D	100	125	150	175	200	225	250	275	300. „
Längsbeweglichkeit	12	12	14	14	16	16	20	20	20 „
Gewicht	7	12,5	22	34	50	68	94	125	166 kg.

[2]) Die Grössen ergeben sich aus folgender Zusammenstellung:

Bohrung d	35	40	50	60	70	80	90	100 mm
Länge L	130	160	200	230	270	310	350	390 „
Durchmesser D	135	160	195	240	280	305	350	390 „
Gewicht	5	7	13	24	36	52	75	105 kg.

III. Kupplungen zum Aus- und Einrücken.

Die gewöhnlichste Konstruktion ist die in Fig. 143, Taf. 15, dargestellte Klauenkupplung. Auf der rechten Seite sitzt festgekeilt eine mit Zähnen oder Klauen versehene Muffe, auf der linken Seite eine ähnliche, jedoch in achsialer Richtung bewegliche und im eingerückten Zustande durch zwei Federn die Drehbewegung auf die Welle übertragende Muffe, welche mit Nuthe zum Einlegen des Ausrückbügels a versehen ist. Der Letztere wird in der ersichtlichen Weise von dem Ausrückhebel getragen. Statt des Ausrückbügels werden zuweilen auch nur Gleitbacken angeordnet; für untergeordnete Zwecke können auch diese fortfallen, indem man dem Hebelende die Form *A* giebt. Zur Centrirung der beiden Achsen greift die linke Welle in die rechte Muffe ein[1]). Soll die Uebertragung nach beiden Richtungen hin stattfinden, so muss die Klauenform entsprechend gewählt werden.

Das Einrücken der Klauenkupplung ist nur im Ruhezustande — wobei dann die Klauen beider Muffen, also auch die Wellen, sich in einer solchen Lage zu einander befinden müssen, dass Einrücken möglich wird — oder bei kleinen Geschwindigkeiten, bezw. Geschwindigkeitsunterschieden zulässig; es sei denn, dass die durch das Einrücken zu beschleunigenden Massen gering sind und Milderung der Folgen plötzlicher Mitnahme durch federnde Nachgiebigkeit im Triebwerk möglich wird. Im letzteren Falle wird das Einrücken zwar technisch statthaft, erscheint jedoch vom Standpunkt der Betriebssicherheit aus nichts weniger als empfehlenswerth. Treffen die bezeichneten Voraussetzungen nicht zu, so entstehen durch das Einrücken Stösse, welche Brüche im Gefolge haben können.

Wird die verschiebbare Kupplungshälfte nur durch eine Feder (Keil) mit der Welle verbunden, so erfährt die Feder eine starke Beanspruchung durch Hinauskanten aus der Nuthe. Bei Anordnung zweier Federn, wie in Fig. 143, wird diese Wirkung erheblich vermindert. Dass bei Uebertragung grösserer Drehungsmomente die Kräfte in den sich berührenden Klauenflächen, wie auch in den Berührungsflächen der übertragenden Federn mit den Muffen (der verschiebbaren Kupplungshälfte) und damit auch die Reibungswiderstände, welche bei der Verschiebung, der Ausrückung zu überwinden sind, sehr bedeutend ausfallen müssen, infolgedessen dann das Ausrücken während des Betriebes oder mit voller Belastung nur schwer

[1]) In Bezug auf dieses Eingreifen der einen Welle in die Muffe der anderen behufs Centrirung lässt sich bei manchen beweglichen, insbesondere aber bei lösbaren Kupplungen mit Recht geltend machen, dass dasselbe genügend grosse Laufflächen und ausreichende Schmierung zur Voraussetzung hat. Die Schmierung ist oft überhaupt nicht vorgesehen, lässt sich häufig auch nicht einfach genug ausführen oder dauernd sicher stellen. Aehnlich pflegt es sich mit der anderen Forderung ausreichender Lagerflächen zu verhalten, namentlich wenn man berücksichtigt, dass die Lager zu beiden Seiten des Wellenstosses sich ungleichmässig abnützen können und dass die Wellenenden nach Massgabe des S. 326 u. f. Erörterten eine mit der elastischen Durchbiegung verknüpfte Neigung gegen die Wagrechte besitzen, infolgedessen sich die Achsen beider Enden schneiden oder auch kreuzen werden. Unter solchen Umständen kann es sich ereignen, dass ein Auffressen des eingreifenden Wellenendes und eine Mitnahme der ausgerückten Welle eintritt. Dann erscheint es richtiger, die Wellen nicht in der bezeichneten Weise zu centriren, sondern diese Aufgabe der Kupplung selbst zuzuweisen und etwaige, sich bemerklich machende Störungen durch Richten der benachbarten Lager nach Möglichkeit zu beseitigen.

r gar nicht vorgenommen werden kann, ist ein bekannter Uebelstand der Klauen-
plung[1]).

Die Uebelstände, welche aus der Nothwendigkeit, die eine Kupplungshälfte auf Welle zu verschieben, folgen, werden durch die Hildebrandt'sche Kupp-g (D. R.-P. Nr. 48212) zu vermeiden gesucht. Fig. 144, Taf. 16, zeigt dieselbe, sie von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft)essau ausgeführt wird. Die beiden Kupplungshälften *e* und *f* sind auf den lenenden festgekeilt. Die 4 Klauen *g* der verschiebbaren Muffe *h* greifen schliessend Lücken der Scheiben *e* sowie *f* ein und kuppeln so die beiden Wellen. Das Ein-en ist auch hier, ähnlich wie bei der Klauenkupplung, im Allgemeinen nur zu-g bei ganz geringen Geschwindigkeiten oder beim Stillstande in bestimmter ung der beiden Wellen gegen einander.

Durch den Fortfall achsialer Kraftwirkungen beim Ausrücken, sowie durch die ältnissmässige Leichtigkeit, mit welcher das Letztere bewerkstelligt werden kann, hnet sich die in Fig. 145, Taf. 17, dargestellte Klinkenkupplung von Loh-ın & Stolterfoht in Witten a. d. Ruhr aus. Auf der treibenden (links ge-nen) Welle ist das Sperrrad *c* mit den Zähnen *f*, auf der getriebenen Welle ıts) der Körper *a* festgekeilt. In Letzterem sind um ihre Zapfen *e e* drehbare ken *g* gelagert, welche bei eingerücktem Zustande der Kupplung sich gegen die ıe *f* des Sperrrades *c* legen. Sie werden durch Spiralfedern nach innen gedrückt. der Klinkenachsen *e e* trägt an der einen Stirnseite den Ausrückarm *i*, sodass h radiales Auswärtsheben dieser Arme Ausklinken herbeigeführt werden kann. Lösen der Kupplung dient die Ausrückhülse *k*, welche lose auf der Welle ver-bbar und durch den Ausrückhebel gegen Mitnahme seitens der Welle geschützt Auf ihrer der Kupplung zugekehrten Seite trägt sie 4 Hubdaumen *l*, deren Form ewählt ist, dass die Ausrückarme *i* der Klinken *g* in die Daumenlücken ein-n können, falls die Hülse *k* nach rechts verschoben wird, wobei es jeweils stens einer Vierteldrehung der Welle bedarf, bis das Lückentiefste dem Ausrück-gegenüber steht. Um auszurücken, wird die Hülse *k* an die Kupplung heran-hoben: die mit *a* umlaufenden Ausrückarme *i* treten in die Lücken der an der ıung gehinderten Daumen *l*, werden hier auf den Rücken der Daumen radial aus-

[1]) Dieser Schwierigkeit zu begegnen und das namentlich bei Unfällen zu fordernde rasche icken zu ermöglichen, hat man Einrichtungen getroffen, welche die Lösung der Kupplung ı die Welle selbst besorgen lassen, z. B. in der Weise, dass die zu verschiebende Kupplungs-e eine Flansche mit schraubenförmig ansteigender Ringfläche erhält. Schiebt man nun zu dem ke des Ausrückens einen genügend sicher gelagerten (geführten) Bolzen oder dergl. gegen diese ıubenfläche in radialer oder tangentialer Richtung vor, so wird bei Ansteigen der Schrauben-e um die reichliche Klauentiefe die bewegliche Kupplungshülse durch die umlaufende Welle aus ihrer Verbindung herausgedrängt werden. Dabei treten allerdings bedeutende, jedenfalls ıagerung nachtheilige, unter Umständen bis zur Gefährdung des Triebwerkes sich steigernde wirkungen auf: die Reibungswiderstände in den Klauenflächen (parallel zur Wellenachse), deren e eben dazu nöthigte, die Welle selbst zur Ausrückung heranzuziehen, sowie die excentrisch ifende, die Welle besonders auf Biegung beanspruchende Gegenkraft der Ausrückvorrichtung. Hinsichtlich dieser Verhältnisse, wie auch in Bezug auf den Einfluss, den die Allmählichkeit usrückens der Klauen auf die Beanspruchung und Abnutzung der Klauenflächen hat, darf auf it, Ausrückbare Kupplungen, Berlin 1890, S. 83 u. f. verwiesen werden.

wärts bewegt und bewirken so die Ausklinkung und damit die Lösung der Kupplung. Hiernach bedarf es seitens desjenigen, welcher ausrückt, nur der Kraft zum Verschieben der Hülse k; die Arbeit des Ausrückens besorgt das Triebwerk selbst, ohne dass hierbei in achsialer Richtung nachtheilige Kraftwirkungen auftreten, wie dies bei der Klauenkupplung auf voriger Seite, Fussbemerkung daselbst, hervorzuheben war. Dieser Unterschied hängt eben damit zusammen, dass bei der Klauenkupplung in achsialer Richtung ausgerückt wird, während dies bei der vorliegenden Kupplung in radialer Richtung geschieht. Bei der geringen Grösse der zum Ausrücken der Klinkenkupplung erforderlichen Kraft kann dasselbe von entfernten Punkten aus mittelst Seilzugs u. s. w. rasch geschehen, sodass diese Kupplung geeignet erscheint, zur Verhütung von Unfällen, wie auch beim Eintritt solcher gute Dienste zu leisten.

Wird beabsichtigt, während der Bewegung einzurücken, d. h. eine ruhende Welle mit einer sich drehenden zu verbinden, so muss im Allgemeinen die Kupplung in der Weise erfolgen, dass allmähliche Mitnahme erfolgt. Ein Mittel zur Lösung dieser Aufgabe bietet die Reibung[1]). Die Verwendung desselben zeigt die in

[1]) Die allmähliche Mitnahme der einen Welle durch die andere mittelst der Reibung hat unvermeidliche Arbeitsverluste und Wärmeerzeugung im Gefolge, deren klare Erkenntniss vorzugsweise der Arbeit von Ernst: Ausrückbare Kupplungen, Berlin 1890, oder auch Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 482 u. f. zu verdanken ist.

Die Kraft, welche nach erfolgtem Einrücken der Reibungskupplung für den Zweck der Mitnahme der eingerückten Triebwerkstheile zur Verfügung steht, ist die Reibung, welche zwischen der treibenden und zwischen der angetriebenen Kupplungshälfte durch die Einrückung wachgerufen wird. Diese mitnehmende Kupplungskraft, welche wir uns im Abstande r von der Wellenachse wirkend denken, sei zur Zeit t mit P bezeichnet. Beträgt die Geschwindigkeit der treibenden Welle, im Abstande r gemessen, c, so leistet P in dem Zeitelement dt die mechanische Arbeit $Pc\,dt$. Dieselbe wird im Allgemeinen verwendet:

1. auf Beschleunigung der eingerückten Massen,
2. auf Ueberwindung der Bewegungs- und der sonstigen Arbeitswiderstände, welche mit der Bewegung der eingerückten Triebwerkstheile und Maschinen verknüpft sind,
3. auf Arbeitsverluste, welche innerhalb der Kupplung selbst dadurch entstehen, dass die zusammengepressten und hierdurch die Kupplungskraft liefernden Flächen gegen einander gleiten.

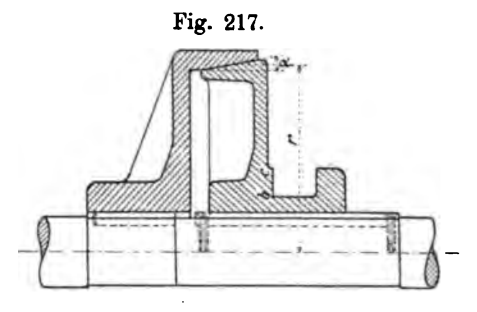
Wird die Summe der unter Ziff. 2 angeführten und auf den Abstand r bezogenen Widerstände mit P_w bezeichnet, so bleibt für die Beschleunigung der eingerückten Massen noch die Kraft $P - P_w$ verfügbar. Soll überhaupt eine Mitnahme erfolgen, so muss diese Differenz positiv, also $P > P_w$ sein. Ist diese Forderung erfüllt, so wird die angetriebene Welle aus dem Ruhezustand in Bewegung versetzt werden und (während der Anlaufsperiode) zur Zeit t nach erfolgtem Einrücken im Abstande r von der Achse die Geschwindigkeit $v < c$ besitzen. In diesem Augenblick werden die gegen einander gepressten Kupplungsflächen mit der Geschwindigkeit $c - v$ auf einander gleiten, entsprechend einem Arbeitsverlust $P(c - v)\,dt$ im Zeitelement dt. Behufs Bestimmung des ganzen Arbeitsverlustes während der Anlaufs- oder Beschleunigungsperiode, d. h. von $t = 0$ (oder $v = 0$) bis zu dem Augenblicke, in welchem $v = c$ geworden, also der Beharrungszustand eingetreten ist, seien die zu beschleunigenden und auf den Abstand r bezogenen Massen mit M bezeichnet.

1. $P_w = 0$, d. h. es sind nur Massen zu beschleunigen.

Die von der treibenden Welle zur Mitnahme der angekuppelten Welle während der Beschleunigungsperiode, deren Dauer t_0 sei, geleistete mechanische Arbeit beträgt

$$A = \int_0^{t_0} Pc\,dt = \int_0^{t_0} M\frac{dv}{dt}c\,dt = \int_0^c Mc\,dv = Mc^2,$$

sofern M und c konstant sind.


Fig. 217.

. 217 dargestellte Reibungskupplung. links auf der (treibenden) Welle festgelte Kupplungshälfte bildet einen Hohlkegel, hrend rechts eine Scheibe mit entsprechen- kegelförmiger Mantelfläche verschiebbar geordnet ist und mittelst Nuth und Feder Welle gegebenenfalls zur Drehung veranst. Die Verbindung beider Wellen erfolgt ch achsiale Bewegung und achsialen Druck Kegels rechts gegen den Hohlkegel links. Die hierdurch wachgerufene Reibung wirkt die Mitnahme. Zur Uebertragung des drehenden Momentes M_d ist ein hsialdruck Q erforderlich, der sich nach Gl. 256, S. 226 zu

$$Q = \frac{M_d}{r} \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}$$

giebt, worin μ den Reibungskoeffizienten bedeutet, der für Gusseisen auf Gusseisen $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ in Rechnung gesetzt werden darf. Hinsichtlich des Winkels α ist zu

---

Da nun die angekuppelten Massen nur die lebendige Kraft $\frac{1}{2} M c^2$ in sich aufgenommen en, so ist der Arbeitsverlust infolge des Gleitens der die Kupplung vermittelnden Reibungshen auf einander

$$M c^2 - \frac{1}{2} M c^2 = \frac{1}{2} M c^2,$$

. 50% der zur Mitnahme der Massen aufgewendeten mechanischen Arbeit gehen loren und setzen sich, da unter normalen Verhältnissen nur ein verschwindend kleiner il auf Abnützung verwendet wird, in Wärme um; dabei ist es gleichgiltig, welche — konstante r veränderliche — Grösse die Kupplungskraft P besitzt. Die Grösse von P beeinflusst nur die er t_0 der Beschleunigungsperiode: je bedeutender P, um so kürzer die Letztere, um so stärker r auch die Anstrengung der Triebwerkstheile während derselben.

Lässt man in dem einen Falle P von Null an stetig bis auf P_0 wachsen, in einem zweiten der konstanten Grösse P_0 wirken, so folgt aus dem Vorstehenden ohne Weiteres, dass t_0 im eren Falle doppelt so gross ausfällt, als im zweiten; es muss eben die mechanische Arbeit, che behufs Mitnahme zuzuführen ist, in beiden Fällen den gleichen Werth besitzen.

II. $M = 0$, d. h. es sind nur die oben unter Ziff. 2 bezeichneten Widerstände zu überwinden.

Ist die konstante Kupplungskraft $P > P_w$, so erfolgt Mitnahme ohne Gleiten, also auch ohne eitsverlust und ohne Wärmeerzeugung; für $P < P_w$ dagegen nur Gleiten ohne Mitnahme, also Arbeitsverlust und Wärmeerzeugung.

Wächst P von Null an allmählich bis zu $P = P_w$, so bildet die ganze in dieser Periode ewendete mechanische Arbeit Verlust; je länger diese Periode ausgedehnt wird, um so grösser dieser Verlust und damit auch die Wärmeerzeugung.

III. M und P_w von Null verschieden.

Sind, wie in Wirklichkeit immer der Fall, gleichzeitig Massen zu beschleunigen und Bengswiderstände zu überwinden, so veranlassen die Ersteren unter allen Umständen ein anliches Gleiten. Auf Beschleunigung wirkt dann hier nur die Kraft $P - P_w$. Die Beschleunigungsde verlängert sich infolgedessen ... um so mehr, je grösser P_w im Verhältniss zu P. deutender M und c, ... nlungskraft P bis zur erforderlichen und zugen Grenze anwächst ... lche die Beschleunigungskraft $P - P_w$ nach leidet, treten die ... tstehen, dass die auf Ueberwindung der

beachten, dass sin α oder tg $\alpha \geqq {}^1/_6$, da andernfalls die Gefahr vorliegt, dass sich unter Umständen die Trennung der beiden Kegelflächen nicht mehr mit Sicherheit bewerkstelligen lässt.

Beispielsweise findet sich für den Fall, dass bei 120 Umdrehungen 4 Pferdestärken übertragen werden sollen und $r = 250^{\text{mm}}$ gewählt wird, die erforderliche Umfangskraft P aus

$$4 \,.\, 75 = P \,.\, 2\,\pi\, 0{,}25\, \frac{120}{60}$$

zu

$$P = \frac{300}{\pi} = 96^{\text{kg}}$$

und damit bei

$$\mu = 0{,}1 \qquad \alpha = 10^0$$

$$Q = 96\, \frac{\sin\, 10^0 + 0{,}1\, \cos\, 10^0}{0{,}1} = 252^{\text{kg}}.$$

Hieraus erhellt, dass die Anpressungskraft eine recht erhebliche Grösse besitzt. Da nun die Aufrechterhaltung der Verbindung beider Wellen fortdauerndes Anpressen des in der Nuthe der rechten Kegelmuffe liegenden Ringes, des Schleifringes (vergl. Fig. 143, Taf. 15) fordert, so muss bei grosser Umgangszahl der Welle eine starke Abnützung der sich in $b\ c$ berührenden Flächen der Nuthe und des Schleifringes, sowie der Stirnflächen desjenigen Lagers stattfinden, welches den Achsdruck Q

äusseren Arbeitswiderstände verwendete Kraft P_w unter Gleiten stattfindet; dieser Arbeitsverlust wächst mit Verlängerung der Beschleunigungsperiode.

Der gesammte Arbeitsverlust und die Wärmeerzeugung sind deshalb unter sonst gleichen Verhältnissen um so kleiner, je rascher die Kupplungskraft bis zu ihrem für zulässig erachteten Höchstbetrage P_{max} gesteigert wird; sie fallen am kleinsten aus, wenn dieser Grenzwerth von vornherein bei Beginn der Kupplungseinrückung in Wirksamkeit tritt, d. h. wenn die Kupplung so konstruirt ist, dass die Kupplungskraft konstant und zwar gleich P_{max}. Zulässig sind solche Konstruktionen selbstverständlich nur unter der Voraussetzung, dass der Antrieb nicht zu einem stossenden wird.

Ist die Beschleunigungsperiode zu Ende, so verschwindet der Beschleunigungswiderstand $P - P_w$, was je nach den Verhältnissen eine mehr oder minder starke Rückfederung des Wellenstranges u. s. w. zur Folge haben kann.

Die Wärme, deren Erzeugung nach dem Vorstehenden unvermeidlich ist, wird in der Regel nur zum kleinsten Theile während der Zeit ihres Entstehens an die Luft abgegeben werden; sie muss sich demnach in der Kupplung selbst ansammeln. Da Temperaturerhöhungen naturgemäss nur bis zu gewissen, nicht hoch liegenden Grenzen zulässig sind, so muss jedenfalls bei Kupplungen, welche in kurzer Zeit wiederholt aus- und eingerückt werden, oder welche rasch nach einander immer neue Massen zu beschleunigen haben, dafür gesorgt werden, dass die eigene Masse der Kupplung ausreicht, um die erzeugte Wärme aufzuspeichern, ohne dass unzulässige Temperaturerhöhungen auftreten, sofern man nicht zu künstlicher Abkühlung greifen will.

Dass grössere Arbeitswiderstände zweckmässigerweise erst nach Eintritt des Beharrungszustandes einzurücken sind, liegt auf der Hand.

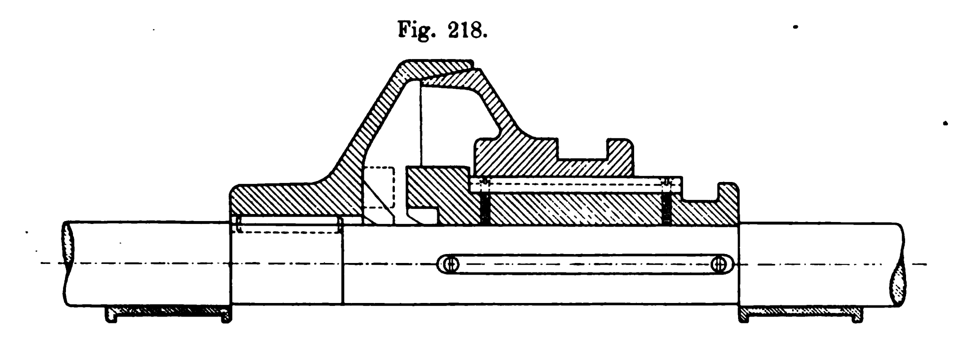
Die vorstehenden Erörterungen lassen erkennen, dass für die Konstruktion einer Reibungskupplung ausser der Grösse der im Beharrungszustande zu übertragenden Momente namentlich noch in Betracht kommen: die Häufigkeit der Benützung, die Grösse der beim Einrücken in Bewegung zu setzenden Massen, die besonderen Verhältnisse des in Frage stehenden Betriebes u. s. w.

Hinsichtlich der weiteren Ausführungen dieser und anderer hiermit im Zusammenhange stehenden Verhältnisse muss auf die Ernst'sche Arbeit selbst verwiesen werden.

ıfzufangen hat. Die letztere Abnützung hat eine Verschiebung der Welle im Geılge, die erstere steigert sich leicht bis zur Erhitzung des Bügels, zumal die gleitenen Ringflächen nicht gut in Oel zu halten sind.

Um die hierin liegenden Uebelstände zu vermeiden, kann die Reibungs:upplung mit der Klauenkupplung in der Weise verbunden werden, wie 'ig. 218 zeigt. Soll eingerückt werden, so wird zunächst der rechte Kegel in den

Fig. 218.



inken eingeführt und entsprechend kräftig angepresst. Ist die Mitnahme der rechten Velle erfolgt, sodass beide Wellen gleiche oder nahezu gleiche Geschwindigkeiten ıaben, so geschieht die Einrückung der Klauenkupplung, worauf oder wobei die 'rennung der beiden Reibungskegel ausgeführt wird. Eine fortgesetzte Kraftusserung in Richtung der Achse ist dann nicht mehr erforderlich; damit entfallen ann auch deren Folgen. Um zu frühzeitiges Einrücken der Klauenkupplung sicher u vermeiden, könnte die Konstruktion durch die auch bei anderen Kupplungen üblich ;ewordene Signalvorrichtung (vergl. S. 375) ergänzt werden, welche so lange ertönt, ls noch Gleiten der Reibungsflächen stattfindet.

Andere Reibungskupplungen sind so konstruirt, dass die Reibungsflächen nicht chsial, sondern radial gegen einander gepresst werden; dadurch wird alsdann die achtheilig wirkende Achsialkraft ebenfalls vermieden. Zu den Konstruktionen dieser ırt zählt die Dohmen-Leblanc'sche Kupplung (D. R.-P. Nr. 16952). Die Fig. 146, 'af. 16, stellen dieselbe dar in der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Iaschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau[1]). Auf der treibenden Welle *m* itzt festgekeilt die Scheibe *o*; durch Verschieben der Hülse *p* auf der getriebenen Velle *n* (von rechts nach links) in die gezeichnete Stellung werden mittelst der edernden Druckstangen (Kniehebel) *q* die 4 Gleitstücke *r* in einem auf der Welle *n* estsitzenden Armkreuze *s* nach aussen gegen die hohlcylindrische Fläche der Scheibe *o* epresst. Die hierdurch wachgerufene Reibung hat die Mitnahme zu vermitteln. Die

[1]) Die Grössen, in welchen diese Kupplungen von der genannten Firma geliefert werden, geben sich aus der folgenden Zusammenstellung:

Bohrung *d*	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150 mm
Durchmesser *D*	450	550	860	670	880	1040	1290	1490	1490	1700	1700 „
Strecke *a*	80	90	135	150	165	195	200	230	230	260	260 „
„ *b* + *c*	210	235	305	315	350	425	458	520	520	585	585 „
Gewicht	60	90	200	220	310	500	670	1000	1100	1550	1600 kg.

Anordnung der federnden Druckstangen wird hierbei derart gewählt, dass i gerückten Zustande die gestreckte Kniehebelstellung ein wenig überschritten is Zwecke der Verhinderung selbstthätigen Rückganges und behufs Entlastung d rückhebels. Die Führung des Gleitstückes (in dem Armkreuze s) muss mit Rü auf die an dessen äusserer Stirnfläche angreifende Reibung möglichst nahe Sitz der Letzteren fortgesetzt und sie selbst genügend lang gewählt werde neuen Zustande ist der Anpressungsdruck des Gleitstückes r reichlich zu be weshalb sich allmähliches vorsichtiges Einrücken empfiehlt.

Im vorliegenden Beispiele beträgt die Stärke der Welle 55 mm, sonac nachdem die genannte Firma für die Wellenstärke d die Vorschrift giebt,

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 2{,}32 \sqrt[4]{0{,}01\, M_d},$$

die Welle durch das Drehungsmoment

$$M_d = 100 \left(\frac{5{,}5}{2{,}32}\right)^4 = \backsim 3160 \text{ kg.cm}$$

beansprucht werden. Hieraus folgt die an jedem der 4 Gleitstücke erfor Reibung

$$\frac{3160}{4 \,.\, 25} = 31{,}6 \text{ kg},$$

und unter Zugrundelegung eines Reibungskoeffizienten von 0,1 der nöthi pressungsdruck

$$\frac{31{,}6}{0{,}1} = 316 \text{ kg},$$

entsprechend

$$\frac{316}{14 \,.\, 5} = 4{,}5 \text{ kg/qcm}$$

Flächenpressung.

Da nun der Anpressungsdruck auch nach Eintritt von Abnützung, we bis zu einer gewissen Grösse derselben hin, noch ausreichend zu sein hat, s er anfänglich den soeben berechneten Werth überschreiten, ganz abgeseh dem Kraftüberschuss, den die Beschleunigung der Massen während der Anlau (unmittelbar nach dem Einrücken) bedingen kann. Wird bei $2^1/_2$ mm Federu Druckstange angenommen, dass nach Eintritt von 1 mm radialer Abnützung die kraft noch genügen soll, so ist im neuen Zustande auf einen Anpressungsdr mindestens

$$316 \frac{2{,}5}{1{,}5} = 527 \text{ kg},$$

entsprechend einer Flächenpressung von

$$527 : 70 = 7{,}5 \text{ kg/qcm},$$

zu rechnen.

Die hierbei auftretende Biegungsbeanspruchung der Feder ergiebt si Ausserachtlassung der Krümmung der Letzteren aus

$$527 \frac{5}{2} = k_b \frac{1}{6} \,.\, 5{,}1 \,.\, 0{,}65^2$$

1

$$k_b = \frac{527 \cdot 5 \cdot 6}{2 \cdot 5{,}1 \cdot 0{,}65^2} = \backsim 3670 \text{ kg}.$$

Bei der absoluten Kleinheit der Federung der Druckstangen und bei dem hiermit ;glichen grossen Einflusse kleiner Abweichungen im Zusammenhange mit der Unherheit, welche in Bezug auf die thatsächlich wachgerufene Federkraft naturgemäss steht, wird der anfängliche Anpressungsdruck eher zu reichlich als zu knapp gehlt werden müssen, infolgedessen dann im neuen Zustande sowohl die Flächen-ssung den ermittelten Betrag von 7,5 $^{kg}/_{qcm}$, als auch die Biegungsbeanspruchung berechnete Grösse von 3670 ^{kg} erheblich überschreiten werden. Dass die letztere berschreitung im Falle der Verwendung von gutem, gehärtetem Federstahl unbeıklich zulässig ist, erhellt aus den S. 35 und 36 gemachten Angaben.

Handelt es sich um die Uebertragung grösserer Kräfte, so gelangen statt der tten Reibflächen geriffelte zur Verwendung (für Wellenstärken von 75 ^{mm} an), wie ;. 147, Taf. 16, erkennen lässt. In welchem Masse hierdurch der erforderliche pressungsdruck vermindert werden kann, ist nach dem auf S. 226 Bemerkten zu beheilen. Die Tangente des halben Keilwinkels beträgt im Falle der Fig. 147

$$\text{tg}\ \alpha = \frac{5}{14} = 0{,}357,$$

$$\alpha = 19^0\ 40'.$$

durch erhöht sich der Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}1$ nach Gl. 256 auf

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin 19^0\ 40' + \mu \cos 19^0\ 40'} = \frac{0{,}1}{0{,}336 + 0{,}1 \cdot 0{,}942} = \backsim 0{,}23,$$

:sprechend einer Verminderung des Anpressungsdruckes im Verhältniss von

$$\frac{1}{0{,}1} : \frac{1}{0{,}23} = 1 : 0{,}43.$$

Dass die genügend genaue Herstellung einer grösseren Anzahl solcher neben ander liegenden Keilflächen derart, dass sie gegenseitig vollkommen in einander ısen, recht erheblichen Schwierigkeiten begegnet, dass ferner die Aufrechterhaltung ser vollkommenen Berührung — vorausgesetzt, dass sie im neuen Zustand vorıden gewesen — sehr schwer sicher zu stellen ist, liegt klar zu Tage; namentlich ın, wenn man mit einem Blick auf Fig. 146, welche zu diesem Zweck mit Keilnen zu denken sein würde, erwägt, dass die eine Reihe Keilflächen (etwa diejenige Scheibe *o*) dem einen Wellenende (*m*) angehört, die zweite, in sie eingreifende, ı Gleitstücken *r* eigenthümliche, dagegen in dem Armkreuze *s* gelagert ist, welches dem anderen Wellenende sitzt. Die in Fig. 205 und 206, S. 326 und 327 dartellten Durchbiegungen müssen — streng genommen — zu einem Knick des ganzen ellenstranges da führen, wo die beiden zu kuppelnden Wellen zusammenlaufen; und ır selbst dann, wenn das Aufkeilen der Scheiben *o* und *s* in der vollkommensten eise geschehen sein würde (vergl. zweite Fussbemerkung S. 358). Dazu gesellt ı der Umstand, dass die Lager der beiden Wellentheile nicht genau die gleiche

Abnützung erfahren werden, sodass also noch eine weitere Veranlassung zur Abweichung der Achse der einen Reihe von Keilflächen gegenüber derjenigen der anderen vorliegt. Unter diesen Umständen ist es nothwendig, dass die Gleitstücke in ihren Führungen genügenden Spielraum erhalten.

Wie oben bemerkt, sitzt das Armkreuz *s*, Fig. 146, mit den von ihm geführten Kupplungsgleitstücken *r* auf der getriebenen Welle. Würde dasselbe der treibenden, also auch in ausgerücktem Zustande der Kupplung umlaufenden Welle angehören, so müsste sich bei grösserer Geschwindigkeit die Fliehkraft der Gleitstücke, wie der Druckstangen geltend machen durch Schleifen der Gleitstücke *r* auf der Hohlcylinderfläche von *o*, unter Umständen sogar durch Mitnahme der Letzteren, d. h. durch Einrücken, ohne dass dieses gewollt worden ist. Hindern besondere Verhältnisse die Unterbringung des Armkreuzes auf der getriebenen Welle oder wechselt der Antrieb zwischen den Wellen, so ist die Fliehkraft der bezeichneten Theile durch Gegengewichte *t* auszugleichen, wie Fig. 147, Taf. 16, erkennen lässt. Bei Umdrehungszahlen, bei welchen die Fliehkraft im Sinne der vorliegenden Frage bedeutungslos ist, entfällt natürlich die Nothwendigkeit zur Anordnung eines Gegengewichts.

Die bezeichnete Ausgleichung der Fliehkraft der Gleitstücke durch Gegengewichte wird auch bei Befestigung des Armkreuzes mit den Kupplungsgleitstücken auf der angetriebenen Welle von der ausführenden Maschinenfabrik angeordnet, und zwar dann, wenn die Centrifugalkraft der eingerückten Kupplungsstücke (Blemsklötze) bei Nichtvorhandensein von Gegengewichten so gross ausfallen würde, dass die Ausrückung sehr erschwert wäre.

Statt das Triebwerk an einem Wellenstoss ausrückbar zu machen, kann es vortheilhafter sein, die den Betrieb vermittelnden Scheiben oder Räder mit der Kupplung zu versehen. Fig. 147 giebt eine solche Anordnung nach den Zeichnungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau wieder (Federung der Druckstangen 4,5 ^{mm}): die für sich gelagerte, bei *u* auf der hohlen Welle *v* sitzende schwere Antriebsscheibe ist mit der beständig umlaufenden Welle *m* in der ersichtlichen Weise gekuppelt. Bei gelöster Kupplung entfällt jeder von der Antriebsscheibe herrührende Reibungswiderstand und dessen Folge: die Abnützung.

Dass beim Aufkeilen der verhältnissmässig grossen Scheiben der Dohmen-Leblanc'schen Kupplung recht sorgfältig verfahren werden muss (vergl. zweite Fussbemerkung S. 358), bedarf kaum des Hinweises.

Die zum Einrücken der Kupplung erforderliche Achsialkraft ist bei grösseren Kupplungen recht erheblich: infolgedessen dann die Bewegung des Einrückhebels durch Schraube und Handrad zu erfolgen pflegt.

Eine in neuerer Zeit immer mehr zur Verwendung gelangende, durch die wiederholt erwähnte Ernst'sche Arbeit zuerst ausführlich gewürdigte Konstruktion zeigt Fig. 148, Taf. 17 und Taf. 18, die Reibungskupplung von Lohmann & Stolterfoht (D. R.-P. Nr. 35721), eine Verbindung von Klinken- und Reibungskupplung.

Die Reibungskupplung besteht aus dem Hohlkegel *a*, welcher in der Regel auf der getriebenen Welle aufgekeilt wird, dem zweiten, losen Kegel *b*, der durch die vorgeschraubte Stirnscheibe *d* Anpressung erfährt. Die Reibungskupplung ist den

ıuernd festgeschlossen so stark, wie es die Uebertragung der Kraft im Beharrungsstande fordert (vergl. Fussbemerkung S. 368 u. f.). Zur Regelung des Anpressungsuckes, sowie zur Ausgleichung der kleinen Formänderungen infolge der Erwärmung ıd Abnützung im Betriebe sind Gummischeiben unter die Unterlagscheiben der uttern für die Spannschrauben gelegt; erheblichere Nachstellungen bei eingetretenem irkeren Verschleiss werden durch Nachziehen der Muttern bewirkt.

Die Klinkenkupplung besteht aus dem fest auf die treibende Welle aufgekeilten inkenzahnrade *c* mit den Sperrzähnen *f* und den zugehörigen Klinken *g* mit Ausckarmen *i*, deren Achsen *e e* drehbar im losen Kegel *b* gelagert sind. Durch die ıiralfedern auf den vierkantigen Köpfen der Drehachsen *e e* werden die Klinken *g* ch innen gegen die Zähne *f* von *c* gedrückt und so von diesen mitgenommen, mit auch *b* und infolge der Reibung in den Kegelflächen die Nabe *a*, sowie die zu ibende Welle. Zur Lösung der Klinken beim Ausrücken dient die Muffe *k*, ganz so e dies S. 367 und 368 in Bezug auf die Fig. 145, Taf. 17, geschildert worden ist. im Vorwärtsschieben der Muffe *k* gegen die Kupplung treten die umlaufenden ıerarme in die Lücken der an der Drehung gehinderten Daumen *l* der Muffe *k*, rden hier auf den Rücken der Daumen radial auswärts bewegt und bewirken so Ausklinkung und damit die Ausrückung. Wird die Muffe *k* noch weiter, d. h. llständig gegen die Kupplung vorgeschoben, so treten die klauenartigen Angüsse *m* die Bahn der an dem losen Kupplungskegel *b* angegossenen Knaggen *h* und bringen se zum Stillstand. Von diesem Augenblick an wirkt die Kupplung als Bremse r ausgerückten Welle. Die Bremswirkung entspricht der durch die Reibung gebenen Kupplungskraft.

Das Einrücken der Kupplung erfolgt durch Zurückziehen der Muffe *k*.

Die Signalglocke *t* ist mit ihrem federnden Klöppel auf der Stirnscheibe *d* betigt und wird während der Dauer des Gleitens (beim Einrücken wie beim Bremsen) rch Anstreifen der vorspringenden Klöppelfeder an die Knaggen *h* des losen gels, bezw. an die Widerlagsstifte der Klinkenfedern in Thätigkeit gesetzt. Aufren des Tönens der Signalglocke kennzeichnet das Ende des Gleitens.

Dass für Schmierung gesorgt ist, lassen die Abbildungen erkennen. Das Hauptımiergefäss *s* ist gegen die Stirnscheibe *d* geschraubt. Die Fettfüllung wird durch ıschrauben des Deckels oder bei grösseren Ausführungen durch einen Federboden, ıächst zwischen die ebenen Gleitflächen der Stirnscheibe *d* und des Kegels *b* geıngt, und gelangt von hier durch eine Bohrung in die schraubenförmige Schmierthe des Kegelmantels *b*, sowie schliesslich durch Zweigbohrungen in die Klinkenehlager. Die Schmierung der Muffe *k*, sowie diejenige der Lagerfläche des in *a* ıgreifenden Wellenendes bedürfen keiner Erklärung.

Die vorliegende Konstruktion gewährt, abgesehen von dem Vortheile der konnten Anpressung (vergl. die Fussbemerkung S. 368 u. f.), den weiteren Vortheil er ziemlich erheblichen Längsbeweglichkeit, wenn für genügenden Spielraum in ısialer Richtung gesorgt wird, sowie eine gewisse Winkelbeweglichkeit (vergl. Fig. 205 l 206, S. 326 und 327). Durch die leichte Ausrückbarkeit (vergl. den Hebel Fig. 145, f. 17), von welcher mittelst Seil- oder Drahtzuges auch aus grösserer Entfernung ɔrauch gemacht werden kann, im Verein mit der Bremsfähigkeit wird sie zu einer herheitskupplung gegenüber Unfällen. Ausserdem gestattet die Kupplung eine grenzung der durch sie hindurch geleiteten mechanischen Arbeit, und kann insofern

auch Dienste leisten bei Vermiethung mechanischer Arbeit [1]). Diese Begrenzung ist natürlich keine sichere, aber in verschiedenen Fällen wohl ausreichende.

---

[1]) Lohmann & Stolterfoht machen für ihre Kupplungen folgende Angaben. Die Gewichte gelten für Kupplungen ohne Bremse.

Wellendurchmesser mm	$\frac{N}{100}$	Grösster Durchmesser mm	Ganze Länge mm	Ungefähres Gewicht kg	Wellendurchmesser mm	$\frac{N}{100}$	Grösster Durchmesser mm	Ganze Länge mm	Ungefähres Gewicht kg
40	1,5	290	275	35	110	7	470	490	120
	3	310	305	45		15	505	540	165
	4	340	330	55		30	580	575	230
50	1,5	290	275	34		50	625	625	300
	3	310	305	43		70	700	675	400
	4	340	330	52	120	12	505	540	160
	6	390	370	70		25	580	580	228
60	1	290	280	35		45	625	625	295
	2	310	305	42		70	700	675	390
	3	340	330	50		100	745	725	500
	5	390	370	68	130	20	580	580	220
	8	410	420	95		40	625	630	285
70	1	310	310	43		65	700	675	385
	2	340	335	52		100	745	725	490
	4	390	370	65		130	790	760	600
	8	410	420	92	140	30	625	630	280
	15	470	475	130		50	700	685	380
80	2	340	340	52		85	745	725	480
	4	390	385	65		120	790	760	585
	8	410	420	90		160	850	820	750
	15	470	475	126	150	40	700	685	370
	23	505	535	175		70	745	735	480
90	3	390	385	66		110	790	760	570
	6	410	435	90		150	850	820	735
	12	470	475	122		200	900	870	890
	22	505	535	170	175	300	1040	1000	1400
	35	580	575	240	200	450	1200	1050	1950
100	5	410	435	90					
	10	470	490	125					
	20	505	535	165					
	35	580	575	235					
	50	625	625	305					

Für die schwachen Wellen erscheinen die grösseren Angaben über $\frac{N}{100}$, d. h. über die Anzahl der Pferdestärken bei 100 Umdrehungen in der Minute, zu hoch.

In Bezug auf richtige Wahl der Kupplungsgrösse machen Lohmann & Stolterfoht noch besonders darauf aufmerksam dass es hierbei weniger auf die im Mittel zu übertragenden Pferdekräfte als auf die Häufigkeit der Benützung, auf die Grösse der eingerückten Massen und auf die sonstigen Betriebsverhältnisse ankomme. Die Begründung hierfür ergiebt sich aus dem in der Fussbemerkung S. 368 u. f. Gesagten.

In neuester Zeit wird von der Maschinenfabrik G. Luther in Braunschweig ie Kupplung ausgeführt, bei welcher die eine Kupplungshälfte an der inneren Stirnche Stahldrahtbürsten trägt, die gegen dünne Mitnehmerzähne der anderen Hälfte schoben die Mitnahme zu bewirken haben. Beim Einrücken während des Betriebes eiten die gut zu ölenden Bürsten, unter entsprechender Durchbiegung der Bürstenähte so lange über die Mitnehmerzähne weg, bis die volle Eintrittstiefe der Bürsten bis 10 mm) und der Schluss der Kupplung erreicht ist. Diese Konstruktion, welche Bezug auf ihre Einzelheiten sich zwar erst noch zu erproben haben wird, verent in grundsätzlicher Hinsicht volle Beachtung. Sie gelangt als lösbare Bürstenıpplung in den Handel, nach der vorliegenden Preisliste in 14 Nummern von ι0 bis 2000 mm Durchmesser bei 80 bis 4300 kg Gewicht.

Zu den Reibungskupplungen gehören, streng genommen, auch manche Vor:htungen zum Aus- und Einschalten von Riementrieben, wie eine solche, für ässige Kräfte sich eignende bereits Taf. 11, Fig. 109 dargestellt und S. 260 berochen worden ist.

Für die Uebertragung bedeutender Kräfte hat sich die vom Oberingenieur farr der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim a. d. Brenz konstruirte ıd durch Fig. 149, Taf. 18, wiedergegebene Einrichtung bewährt. Die Darstellung tspricht den heutigen Ausführungen der genannten Fabrik. Die beiden Losscheiben s Doppelantriebes sitzen auf einem, die treibende Welle mit Spielraum umschliesnden gemeinschaftlichen Träger, welcher in prismatischer Führung verschiebbar ist, dass der Rand der Losscheibe gegen denjenigen der Festscheibe gepresst werden nn. Bei gleicher Grösse der Scheiben des Doppelantriebes halten sich diese die age, bei ungleicher — wie gezeichnet — entsteht zwar eine gewisse Einseitigkeit, ch ist deren Wirkung bei Verhältnissen, wie sie hier vorliegen, noch nicht von :deutung.

Soll nun der auf der Losscheibe ruhende, demnach geschonte Riemen einrückt werden, so erfolgt zunächst Verschiebung der Losscheibe nach der mit der elle umlaufenden Festscheibe hin (mittelst Winkelhebel und stehender Schraubenndel, deren unteres Gewinde durch die von dem aussen liegenden Arm des Winkel›els ergriffene Mutter umschlossen wird). Die Festscheibe nimmt die Loseibe mit, worauf der Riemen mittelst der Riemengabel nach der Festscheibe verɔben wird.

Wenn die Scheiben vom Standpunkte des Arbeiters, welcher die Aus- und Einɛung zu besorgen hat, nicht gut übersehen werden können, so erhält die stehende ᵗaubenspindel nach oben Gewinde und einen Zeiger, dessen Stellung Auskunft die Lage der Scheiben giebt.

Auch die Reibungsräder (S. 226 u. f.) sind thatsächlich nichts Anderes, als ›ungskupplungen für parallele oder sich schneidende Wellen, und zwar recht unɛommene. Angesichts der Unvermeidlichkeit, Massen zu beschleunigen, muss Einrücken Gleiten eintreten, infolgedessen finden örtlich verschieden starke Ab-ungen statt: die überaus wichtige Vollkommenheit der Form der Berührungsen geht verloren, und zwar um so mehr und um so rascher, je stärker unter st gleichen Verhältnissen der Anpressungsdruck und je häufiger das Einrücken hieht; häufiges Nachdrehen (Nachfräsen) wird zur Nothwendigkeit.

D. Lager.

Lager sind Maschinentheile, welche zum Tragen und Stützen der Zapfen dienen. Je nach Art der Letzteren werden Trag-, Spur- oder Stützlager unterschieden.

I. Traglager.

1. Entwicklung der Abmessungen für ein gewöhnliches Traglager.

Die Figuren 150, Taf. 19 zeigen die Konstruktion eines derartigen Lagers, wie es namentlich früher ausgeführt wurde[1]). Die wesentlichen Bestandtheile desselben sind die Lagerschalen, der Lagerkörper, der Lagerdeckel, die Lagerschrauben mit Muttern, die Sohlplatte.

Die Abmessungen d und l der Lagerschalen sind bestimmt durch die Grösse des Zapfens, der vom Lager zu tragen ist. Die Stärke s_1 der Schale hängt ab von dem Material, von der zu erwartenden Abnützung, dem Zapfendruck und der Art ihrer Unterstützung. Sie muss so gross gewählt werden, dass die unter Einwirkung des Lagerdruckes stattfindende Formänderung der Schale auch bei Fortschreiten der Abnützung einen erheblichen Einfluss auf die Gleichmässigkeit der Vertheilung des Druckes über die ganze Länge des Zapfens nicht äussert. Für guten Rothguss oder Bronce genügt bei der gezeichneten Umfassung der Schale in den meisten Fällen

$$s_1 = \frac{d}{16} + 5^{\text{mm}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 406$$

Die Stärke der Schalen da, wo sie an einander stossen, darf der geringen, nach Befinden ganz fehlenden Abnützung wegen kleiner genommen werden, etwa

$$s_2 = \frac{d}{25} + 3^{\text{mm}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 407$$

Die Stärke des Schalenrandes s_2 bis s_1, im Mittel $\frac{s_1 + s_2}{2}$. Die Höhe des Randes ungefähr $s_1 + s_2$, sofern diese Abmessung etwa vorhandenen achsial wirkenden Kräften gegenüber nicht grösser zu nehmen ist[2]).

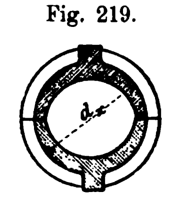
---

[1]) Seit sich tüchtige Konstrukteure und leistungsfähige Werkstätten die Herstellung von Triebwerkstheilen mit durchschlagendem Erfolge zur Sonderaufgabe gemacht haben, was in Deutschland seit reichlich einem Jahrzehnt der Fall ist, und seit diejenigen, welche Triebwerkstheile zu beschaffen haben, von dem im Allgemeinen recht verfehlten Verlangen, sie nach dem Gewicht zu kaufen, mehr und mehr abgekommen sind, treten Konstruktionen, wie die obige (Normallagerl. mehr und mehr zurück. Wenn dieselbe trotzdem hier zur Besprechung gelangt, so geschieht dies, weil sie immerhin noch häufig auftritt, weil sich an ihr die Entwickelung der Abmessungen klar darlegen lässt und weil gerade die Beurtheilung des Alten, das man verlässt, zur richtigen Würdigung des Neuen, das an dessen Stelle tritt, wesentlich beiträgt.

[2]) Um die untere Lagerschale bei eingetretener Abnützung oder aus sonstiger Veranlassung in Richtung der Zapfenachse möglichst leicht herausnehmen und eine neue ein- hat man wohl auch den Schalenrand weggelassen und ihn durch Vorspr die obere Lagerschale in Zwischenräume der unteren greift (Muscat 10. Sept. 1886). Im Allgemeinen ist die Anordnung des Randes vo

Das Einpassen der Schalen geschieht bei der vorliegenden Konstruktion in folıder Weise. Sie werden zusammengelöthet und auf den Durchmesser $d_x = d + 2\ s_2$, rtfigur 219, aussen abgedreht. Der in den Lagerkörper eingeste Deckel wird dann durch Anziehen der Muttern befestigt und jenem auf den Durchmesser d_x ausgebohrt. Hierauf sind die :her für die stiftartigen Ansätze der Schalen zu bohren, deren eck in der Verhinderung einer Drehung besteht [1]). Die jetzt der getrennten Schalen werden in den Lagerkörper und in den :kel eingebracht und durch eine 2 $(s_1 - s_2)$ starke Zwischenlage hartem Holz, Leder oder Metall getrennt erhalten. Hieran liesst sich das Ausbohren auf den Zapfendurchmesser d, sowie das Abstirnen.

Fig. 219.



Falls der Zapfendruck abwechselnd auf- und abwärts gerichtet ist [2]), so pflegt ı statt Holz- Metallzwischenlagen zu nehmen, damit der Deckel durch die Lagerrauben von vornherein mit einer entsprechenden Kraft in den Körper eingepresst 'den kann. Nur so lässt sich der Deckel beim Richtungswechsel des Druckes ;en unzulässige Bewegungen einigermassen sichern. In neuerer Zeit zieht man es , die beiden Schalenhälften ohne Spielraum zusammen zu passen, wie z. B. Fig. 157, . 21, zeigt. Das Oel hält sich besser und der Ersatz der Schalen wird erleich-, ganz abgesehen davon, dass die gegenseitige Lage der Schalen eine grössere herung erfährt.

Die Nachstellbarkeit, welche dem auf die oben beschriebene Weise hergestellten ıalenpaar eigen ist, beträgt demnach 2 $(s_1 - s_2)$.

Der Lagerkörper und der Deckel besitzen infolge des Aufsetzens von Arbeitsten eine Aussparung zu dem Zwecke, den Rand, welcher beim Abdrehen der ;erschalen infolge des Vorhandenseins der beiden Ansätze stehen bleibt, aufzumen. Die Rücksicht auf vollständige Auflagerung der Schale verlangt, dass diese ısparung nicht breiter gehalten wird, als es die Zapfen an den Schalen fordern.

Der Deckel erscheint derart in den Lagerkörper eingepasst, dass eine seitliche, h. achsiale Verschiebung nicht möglich ist. Diese Rücksichtnahme wird von rth, wenn Ansätze oder Stellringe auf der Welle achsiale Kräfte auf das Lager rtragen sollen. In diesem Falle würde sich sonst nur die Stirnfläche der unteren ;erschale abnützen und zwar bedeutend schneller, als wenn auch die obere Schale der Kraftübertragung Theil nimmt. Auf billigere, wenn auch — gegenüber sseren Kräften — leicht weniger vollkommene Weise sucht man die obere Lagerıle zur Aufnahme achsial gerichteter Kräfte dadurch heranzuziehen, dass man Rand der oberen Schale über die senkrechte Fuge — zwischen Lagerkörper und

[1]) Der Stift oder Zapfen an der einen Schale kann unbeschadet dieses Zweckes entfallen. Fortfall desselben an der Unterschale gewährt die Möglichkeit, dass die Unterschale bei einender Nothwendigkeit zu Ausbesserungen herausgedreht werden kann, wenn die Welle nur ig angehoben wird. Auch den Zapfen der Oberschale kann man entbehren, wenn dessen Zweck :h Einsetzung einer oder zweier Oelröhren, wie Fig. 157, Taf. 21, erkennen lässt, erreicht wird: :dings ist hierbei — ebenso wie bei Anordnung eines Zapfens — darauf zu achten, dass das nicht hinter die Lagerschalen gelangen kann und hier ungenützt entweicht, sondern dass dase nur den Gleitflächen der Schalen und des Zapfens zugeführt wird. Bei Fortfall beider Zapfen n man die Schale über die ganze Breite des Lagerkörpers aufliegen lassen.

[2]) Solche Verhältnisse sind im Interesse der Ruhe des Ganges nach Möglichkeit zu verlen. Vergl. hierüber § 44 in des Verfassers Arbeit: „Die Wasserräder“.

Deckel — übergreifen lässt, wie dies z. B. Fig. 157, Taf. 21, deutlich zeigt. Die Stärke der Schalenwand muss ausreichend gross gehalten werden.

Die Köpfe der Deckelschrauben werden in die gegossenen viereckigen Löcher geschmiedet und sind deshalb entsprechend zu zeichnen. Das Offensein der Schraubenlöcher nach dem Lagerinnern hin so, dass das zwischen den Schalen (durch die wagrechte Fuge derselben) austretende Oel nach unten in das Fundament gelangen und hier nachtheilig auf den Cement wirken kann, sucht man in neuerer Zeit zu vermeiden, wie das beispielsweise bei der bereits mehrfach erwähnten Konstruktion Fig. 157, Taf. 21, geschieht.

Die Schmierung ist durch eine Nadelschmierbüchse erfolgend gedacht, von deren Stift (Nadel) das Schmiermaterial in die Schmiernuthen tritt. Der Lagerkörper besitzt zwei Tropfbehälter zum Auffangen der ablaufenden Schmiere. Durch Lösen einer Verschlussschraube kann dieselbe abgezogen werden, da beide Behälter durch ein Loch in Verbindung stehen. Ist die Verschlussschraube nicht angeordnet, so bedient man sich der Oelspritze zum Aussaugen der Tropfschale, welches Verfahren in den meisten Fällen den Vorzug verdient.

Da ein scharfes Anziehen der Deckelschraubenmuttern zu einem Festklemmen des Zapfens führen kann, so sind Gegenmuttern vorhanden.

Um bei der Aufstellung die Wasserwage auf das Lager setzen zu können, empfiehlt es sich, von den Flächen A B einen Span abzuhobeln.

Bei der Konstruktion des beschriebenen Lagers ist in nachstehender Weise vorzugehen.

Als bekannt sind nach dem Früheren anzusehen d l s_1 und s_2. Die Tiefe a_1 der Aussparung bestimmt sich aus dem Zwecke derselben: $\frac{2}{3}$ s_2 bis s_2 dürfte für a_1 genügen. Die Stärke a_2 kann mit Rücksicht darauf, dass die Schraubenentfernung e_1 möglichst gering ausfallen soll, etwa $\frac{2}{3}$ s_2 bis s_2 genommen werden. Der Durchmesser δ der Deckelschrauben bestimmt sich in englischen Zollen aus dem Zapfendruck $P = k l d$ nach Gl. 160, S. 94,

$$\frac{P}{2} = \frac{k\,l\,d}{2} = 1600\,\delta^2,$$

weil dieselben nur mit einem Theile der vollen Last angezogen werden.

Ist der Zapfendruck abwärts gerichtet, so können die Schrauben ziemlich schwach gehalten werden. Da in der Regel die Lager nicht einzeln angefertigt werden und die Verwendungsfähigkeit eines Lagers nicht in unzweckmässiger Weise beschränkt werden soll, so macht man einen Unterschied meist nicht, giebt also den normalen Lagern von demselben Durchmesser gleich starke Schrauben. Sollten für besondere Fälle gewichtige Gründe für schwache Schrauben sprechen, so kann solchen Anforderungen selbstverständlich nachgekommen werden.

Der Spielraum a_3 zwischen Schraube und Deckel kann mit $\frac{1}{2}$ s_2 bemessen werden, wodurch e_1 festgelegt erscheint.

Damit für Rumpflager, welche sich vom normalen Traglager durch Wegfall der Lagerfüsse unterscheiden, Fig. 151, Taf. 19, nicht besondere Modelle gemacht zu werden brauchen, ist der obere Theil des Schraubenloches im Lagerkörper ent-

rechend erweitert und viereckig gehalten und zwar so, dass $\frac{a_4}{2} = \frac{\delta}{2} + a_3$; die Ab-

ssung a_5 erhält eine brauchbare Grösse, wenn sie $e_1 - \frac{d}{2}$, d. i. $\frac{\delta}{2} + a_3 + a_2 + a_1 + s_2$

nommen wird. Ist der Zapfendruck wagrecht oder angenähert wagrecht gerichtet, ist a_5 unter Umständen durch die Biegungsbeanspruchung bestimmt. Um diese ing zu halten, insbesondere aber um die Durchbiegung fast ganz zu beseitigen, rden schwere, durch starke Seitenkräfte in Anspruch genommene Lager mit über-ifenden Deckeln ausgeführt (vergl. z. B. Fig. 157, Taf. 21).

Die Fundamentanker werden durch nach oben wirkenden Zapfendruck nicht hr beansprucht, als die Deckelschrauben. Trotzdem sind sie aus den auf S. 106 1 107 angegebenen Gründen stärker gehalten, und zwar so, dass sie durch die aft P nur $\frac{3}{4}$ so stark beansprucht werden, als die Deckelschrauben, folglich

$$\delta_1 = \delta \sqrt{\frac{4}{3}} = \frac{9}{8}\,\delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 408$$

Die Weite a_6 der Ankerlöcher ergiebt sich aus der Bedingung, dass der Fundantanker, dessen Stärke am unteren Ende $\frac{5}{4}\,d_1$ beträgt, nach oben muss heraus-ogen werden können, zu etwa $\frac{4}{3}\,\delta_1$. Die Länge a_7 des Loches in Richtung der ofenachse hängt ab von der Verschiebbarkeit des Lagers, welche in dieser Richtung vünscht wird. Für mittlere Verhältnisse dürfte $\pm\, s_2$ genügen, sodass $a_7 = \delta_1 + 2\,s_2$. Verschiebbarkeit des Lagers senkrecht zur Zapfenachse wird durch die Weite a_8 Löcher in der Sohlplatte festgelegt. Mit s_1 erscheint sie gewöhnlich hoch genug nessen, also $a_8 = \delta_1 + 2\,s_1$.

Der Durchmesser der Unterlegscheibe ist zu nehmen $D = 2{,}1\,\delta_1 + 5^{\text{mm}}$. Ihre rke des grossen Schraubenloches wegen $s = \sqrt{1{,}5\,\delta_1}$ mit δ_1 in Millimetern.

Die Entfernung e_2 der Fundamentanker von der Mittelebene des Lagers [1]) er-

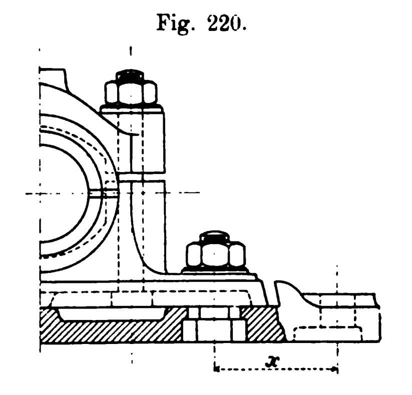


Fig. 220.

[1]) Die Anordnung in Fig. 150, Taf. 19, derart, dass der Fundamentanker unmittelbar den erfuss befestigt, hat gegenüber Konstruktionen, wie eine solche z. B. Fig. 220 (Reuleaux, Der strukteur, 4. Aufl. S. 266) wiedergiebt und bei denen nach oben gerichteter Lagerdruck sich erst durch die erfussschrauben auf die Sohlplatte übertragen muss, um iesslich mittelst der Fundamentanker vom Fundament gehoben zu werden, den entschiedenen Vortheil direkter ftübertragung, namentlich Vermeidung der Formände-gen und ihrer Folgen, welche durch das Vorhandensein erheblichen Hebelarmes x bedingt werden. Anderer-ist nicht zu verkennen, dass die Rücksicht auf das lament, auf das Fassen grosser Mauermassen für reich-Entfernung der Fundamentanker spricht; auch der ss von Oel in das Fundament wird gegenüber der Unchtigkeit bei der Bedienung sicherer fern gehalten, die Ankerlöcher einen grösseren Abstand von der rschale besitzen. Um diesen beiden Gesichtspunkten ht zu werden, ohne Nachtheile hierbei einzutauschen, muss man zur Anordnung hober, kräftig uter Sohlplatten schreiten, welche das vom Lager kommende Oel abhalten, in die Ankerlöcher

giebt sich unter der Voraussetzung, dass für den mittleren Spielraum zwischen Unterlegscheibe und der in Betracht kommenden senkrechten Fläche s_2 genüge, aus

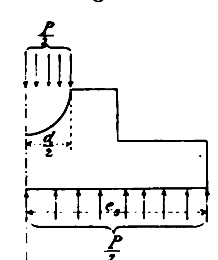
$$e_2 = e_1 + a_5 + s_2 + \frac{D}{2}.$$

Die Grösse a_9 ist dem eben Gesagten entsprechend auf $\frac{D}{2} + s_2$ zu bemessen; die Breite der Warze auf mindestens $D + 2\,s_1$. a_{10} kann ungefähr $= s_2$ genommen werden. Hiermit ist dann e_3 bestimmt.

Der mittlere Werth der Strecke a_{11} wird bedingt durch die Verschiebbarkeit des Lagers senkrecht zur Zapfenachse und durch die Mindeststärke, welche für den Keil zu verlangen ist. Die Erstere werde s_1, die Letztere s_2 gewählt, demzufolge $a_{11} = s_1 + s_2$.

Die Höhe der Arbeitsleisten darf etwa $\frac{s_1}{2}$ gesetzt werden, sodass beispielsweise

Fig. 221.



$$b_1 = l - (s_1 + s_2) - s_1 = l - 2\,s_1 - s_2.$$

Für die mittlere Stärke h_1 des Lagerkörpers gilt die Gleichung der Biegungsfestigkeit (vergl. die Belastungsfigur 221)

$$\frac{P}{2} \cdot \left(\frac{e_3}{2} - \frac{d}{4}\right) = k_b \frac{1}{6} \frac{\Theta}{e},$$

worin mit genügender Genauigkeit gewöhnlich gesetzt werden kann

$$\frac{\Theta}{e} = \frac{1}{6}\, b_1\, h_1^2$$

und k_b für mittlere Fälle, in denen der Lagerdruck die Richtung und Stärke verhältnissmässig wenig ändert, gleich einem zwischen 450 und 300 gelegenen Werthe gewählt werden darf, den wir behufs bequemer Rechnung zu 360 annehmen wollen. Folglich

$$\frac{k\,l\,d}{2} \cdot \left(\frac{e_3}{2} - \frac{d}{4}\right) = 60\, b_1\, h_1^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 409$$

In ähnlicher Weise findet sich für die Stärke des Lagerfusses

$$\frac{P}{2}\, x = k_b\, \frac{1}{6}\, b_1\, h_2^2.$$

Die Beanspruchung wird am ungünstigsten ausfallen, wenn infolge der Unebenheiten der Fuss sich nur gegen die eine Seite der Mutter anlegt. Es werde angenommen, dass der Angriffspunkt für den rechts gelegenen Fuss um $\frac{3}{4}\,\delta$ vom Lochmittel nach rechts abstehe. Mit $k_b = 360$ wird

$$\frac{k\,l\,d}{2}\, x = 60\, b_1\, h_2^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 410$$

---

zu treten. Fig. 167, Taf. 24, lässt eine Platte dieser Art erkennen. Die Sohlplatte der Konstruktion Fig. 220 befriedigt die zu stellenden Anforderungen nicht.

Die Lagerfussschrauben müssen von oben in die Sohlplatte einsteckbar und nach oben herausnehmbar angeordnet werden, damit das Lager ohne eigentliches Anheben der Welle von dieser abgezogen werden kann; für schwere, mit Scheibenkupplungen versehene Wellen erweist sich die Möglichkeit unter Umständen sehr werthvoll.

Hierbei ist x reichlich einzuführen, da der wirkliche Bruchquerschnitt etwas :iter nach links liegen wird, als dem eingeschriebenen x entspricht.

Die Deckelstärke h_3 ist bestimmt durch

$$\frac{k\,l\,d}{2}\left(e_1 - \frac{d}{4}\right) = 60\,(b_1 - d')\,h_3^2 \quad \dots\dots \quad 411$$

Für die Stärke h_4 ist der grössere der beiden Werthe, welche sich aus den :ichungen

$$\left.\begin{aligned} \frac{k\,l\,d}{2}\,y_1 &= 60\,(b_2 - \delta')\,h_4^2, \\ \frac{k\,l\,d}{2}\,y_2 &= 60\,b_1\,h_4^2 \end{aligned}\right\} \quad \dots\dots \quad 412$$

echnen lassen, zu wählen.

Breite der Arbeitsleisten b_4 etwa $= s_1$.

Die Abmessungen b_3 und e_4 der Sohlplatte sind in ihren Mindestgrössen durch ı Lagerkörper gegeben. b_3 muss das angenommene achsiale Verschieben des Lagers statten, also gleich $b_1' + 2\,s_2$ sein, während e_4 rund $e_3 + a_{11} + 1{,}5\,\delta$ zu be- gen hat.

Unter der Voraussetzung, dass die Flächenpressung zwischen Sohlplatte und n auf Sandstein ruhenden Cementunterguss höchstens $10\,^{kg}/_{qcm}$ betragen darf, und ern die Verschwächung der Breite b_3 durch die Lochweite a_6 als in dem durch x_1 :timmten Bruchquerschnitt liegend angenommen wird, lässt sich für die Berech- ıg der Stärke h_5 der Sohlplatte mit Annäherung die Gleichung aufstellen

$$10\,x_1\,b_3\,\frac{x_1}{2} = \frac{k_b}{6}\,(b_3 - a_6)\,h_5^2, \quad \dots\dots \quad 413$$

raus mit

$$k_b = 360, \qquad b_3 - a_6 = \frac{2}{3}\,b_3, \qquad x_1 = \frac{2}{3}\,(e_4 - e_2)$$

ȝt

$$h_5 = \backsim \frac{e_4 - e_2}{4}.$$

ner nehmen wir

$$r_1 = h_5.$$

In der Regel lässt man den genannten Flächendruck $6\,^{kg}/_{qcm}$ nicht gern über- reiten und verbreitert erforderlichenfalls die Sohlplatte, wie dies gestrichelt an- leutet ist.

Bei einseitiger Verbreiterung wird die Druckvertheilung eine derart ungleich- ssige, dass die Verbreiterung, insofern durch sie eine Erniedrigung der Flächen- ssung angestrebt wird, mehr nachtheilig als nützlich wirkt (vergl. S. 512).

Aendert der Zapfendruck Stärke und Richtung bedeutender, als $k_b = 360$ ge- :tet, so ist k_b in den Gl. 409 bis 413 entsprechend kleiner einzusetzen.

Je nach der Grösse des Werthes von k, welcher in $P = k\,l\,d$ eingeführt wird, ält man schwere oder leichte Lager. Für gewöhnliche Triebwerkslager mit $1{,}5\,d$ genügt $k = 20$ bis $25\,^{kg}$.

Ist das Lager unmittelbar auf Holz zu schrauben, so fallen die Sohlplatte sowie die Arbeitsleisten an der unteren Fläche des Lagers fort.

Besteht Sicherheit darüber, dass der Zapfendruck immer nach unten gerichtet ist, so kann an Stelle der oberen Rothgussschale eine solche von Gusseisen und an Stelle des normalen Deckels ein Staubdeckel treten.

Rücksichten auf den verfügbaren Raum veranlassen unter Umständen zur Anwendung des in den Fig. 151, Taf. 19, dargestellten **Rumpflagers**, das aus dem oben besprochenen Lager, Fig. 150, durch Weglassen der seitlichen Lagerfüsse entsteht. Die Befestigung des Lagers mit seiner Unterlage, hier mit einem Hängebock, erfolgt unmittelbar durch die Deckelschrauben, deren jede zu diesem Zwecke mit einem Vierkant versehen ist. Die Verschiebbarkeit des Lagers auf der Unterlage ist dann nur in dem Masse möglich, wie es die Grösse der in dieser vorhandenen Löcher gestattet.

Die Schmierung des Zapfens erfolgt durch einen Docht, welcher einerseits in dem Schmierloch liegt, andererseits in das Schmiermaterial eintaucht. Um das seitliche Entweichen des Letzteren zwischen Lagerdeckel und Lagerschale zu hindern, ist der stiftartige Ansatz der Deckelschale so lang genommen, dass dieser mit jenem vernietet werden kann.

2. Das Sellers'sche Lager.

Die Fig. 152, Taf. 20, zeigen diese Lagerkonstruktion.

Die beiden gusseisernen Schalen besitzen kugelförmige Zapfen, welche in der Mitte des Lagers den gemeinschaftlichen Mittelpunkt haben, sodass sie mit dem durch die Lagerschrauben zu einem Ganzen fest verbundenen Deckel und Lagerkörper ein Kugelgelenk bilden. Dadurch wird ermöglicht, dass sich die Schalen in die Richtung der Welle selbstthätig einstellen, infolgedessen sich der Druck — Geradlinigkeit des im Lager liegenden Theiles der Welle vorausgesetzt — gleichmässig über das lange Lager (ungefähr dem Vierfachen des Durchmessers) vertheilen kann. Die hierdurch gesicherte Kleinheit der Flächenpressung zwischen Schale und Lager hat bei geringem Verbrauch an Schmiermaterial das Vorhandensein einer verhältnissmässig dicken Oelschicht und damit eine geringe Abnützung zur Folge.

Der Deckel gestattet das Aufsetzen von Schmiergefässen, die eine Regulirung der zugeführten Oelmenge ermöglichen und durch welche dann die Vortheile der dicken Oelschicht mit geringem Aufwand von Schmiere gewonnen werden können. Die seitlichen Näpfe der oberen Schale sind mit Talg oder einer anderen Starrschmiere gefüllt, welche bei Temperaturen, wie sie das Lager, ohne warm zu laufen, annehmen kann, noch nicht flüssig wird. Sie haben den Zweck, bei etwa eintretender Erwärmung des Lagers diesem sofort eine grössere Menge Schmiere zuzuführen und es dadurch zu schützen. Uebrigens erleichtern die langen Lagerschalen die Abführung der Wärme nach aussen. Am Fusse finden sich beiderseits Behälter, welche das etwa ablaufende Oel auffangen.

Das in Fig. 153, Taf. 20, dargestellte Sellers'sche Lager der Berlin-Anhal-
hen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau [1]) hat ausser den Kugel-
ıen nach oben und unten auch noch solche an beiden Seiten. Diese dienen zur
nahme etwaigen Seitendruckes. Würden sie bei Vorhandensein und Erheblich-
des Letzteren fehlen, so stände Ovalziehen der Lagerschalen und Klemmen der-
en gegenüber der Welle zu befürchten.

Während der Mittelpunkt der Lagerschalen bei den Konstruktionen Fig. 152
153, Taf. 20, nur in wagrechter Richtung (durch Verschieben des Lagers auf
er Unterlage) verstellt werden konnte, gestattet das seitlich offene Traglager
. 154, Taf. 20, auch Verstellung in senkrechter Richtung [2]).

Für schwere Wellen, insbesondere zur Lagerung von Reibungskupplungen, wie
. 147, Taf. 16, empfiehlt die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-
ıellschaft die Konstruktion Fig. 155, Taf. 21 [2]). Die Schalen liegen an 3 Stellen
Kugelflächen an und sind mit Weissmetall ausgestattet. Wegen der dritten Kugel-
age wird das Lager auch im Stande sein, grössere Kräfte, welche in wagrechter
htung nach dieser Kugelfläche hin wirken, aufzunehmen.

---

[1]) Dasselbe wird in folgenden Hauptgrössen geliefert:

Durchmesser d	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140 mm
Länge l	100	120	160	200	240	280	320	360	400	440	480	520	560 „
Höhe h	48	55	70	82	95	110	110	125	140	140	160	160	180 „
Plattenlänge b	160	190	220	260	310	350	350	400	450	450	516	516	580 „
Plattenbreite c	65	75	90	105	125	140	140	165	190	190	220	220	250 „
Entfernung e	115	140	166	200	230	260	260	300	340	340	396	396	460 „
Schraubenstärke δ	13	13	13	16	20	23	23	26	29	29	33	33	36 „
Gewicht	4	6	9	15	24	36	39	59	84	92	115	125	150 kg.

[2]) Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau
ırt diese Lager in folgenden Hauptabmessungen:

Fig. 154.

Durchmesser d	40	50	60	70	80	90	100	110 mm
Länge l	160	200	240	280	320	360	400	440 „
Höhe h	130	145	175	210	210	240	270	270 „
Länge a	270	315	380	445	445	510	570	570 „
Breite b	90	105	125	140	140	165	190	190 „
Entfernung c	60	70	85	100	100	115	130	130 „
„ e	150	175	215	255	255	295	340	340 „
Schraubenstärke δ	13	16	20	23	23	26	29	29 „
Gewicht	14	19	30	46	52	74	102	114 kg.

Fig. 155.

Durchmesser d	120	140	160	180	200	220	240 mm
Länge l	160	180	210	240	240	280	280 „
Höhe h	160	180	210	240	240	280	280 „
Länge b	370	425	500	580	580	680	680 „
Breite c	140	165	190	220	220	250	250 „
Entfernung a	95	120	130	150	150	180	180 „
„ e	300	350	410	470	470	550	550 „
Schraubenstärke	23	26	29	33	33	36	36 „
Gewicht	48	66	105	142	150	202	210 kg.

3. Das Pfarr'sche und das Wels'sche Lager.

Oberingenieur Pfarr der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim a. d. Brenz suchte vor reichlich einem Jahrzehnt durch die Konstruktion Fig. 156, Taf. 21, die Vortheile des Sellers'schen Lagers in anderer Weise zu erreichen. Die gusseisernen Lagerschalen können sich durch Drehung um die senkrechten Zapfen in wagrechter Richtung selbstthätig verstellen, während die Einstellung in senkrechter Richtung durch Verdrehung des ganzen Lagers auf der hohlen Fundamentplatte ermöglicht wird.

Direktor Wels der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau hat den Nachtheil des Sellers'schen Lagers, dass sich dessen Schalen bei grossen Belastungen durchbiegen und dass in der Kugelauflagerung grosse Pressungen auftreten, durch die Konstruktion Fig. 157, Taf. 21 (D. R.-P. Nr. 49741 vom 11. April 1889) zu beseitigen gesucht, unter thunlichster Aufrechterhaltung der Vortheile: leichte Einstellbarkeit in senkrechter Richtung und Darbietung grosser Oberflächen für Ableitung der Reibungswärme. Wie ersichtlich, sind die Bronceschalen in fast der ganzen Länge unterstützt. Der unten cylindrische Lagerkörper ruht auf einer oben entsprechend ausgehöhlten und unten eben gehobelten Zwischenplatte, welche ihrerseits auf der Sohlplatte (vergl. Fig. 167, Taf. 24) sich befindet, sodass die Lagerachse in einer senkrechten Ebene gedreht und wagrecht durch Verschieben der Zwischenplatte mit dem Lager auf der Sohlplatte verstellt werden kann. Die nach aussen gelegten Rippen des Lagerkörpers befördern die Ableitung der Wärme und ermöglichen trotz kräftiger Unterstützung der Lagerschalen, dass man etwaiges Heisslaufen des Lagers sehr bald mit der Hand fühlen und erforderlichenfalls durch Wasserzuführung kräftig abmindern kann [1]).

4. Lager mit nachstellbarer Unterschale.

Tritt bei den bisher beschriebenen Lagern, mit Ausnahme des in Fig. 154, Taf. 20, dargestellten Lagers, im Laufe der Zeit Abnützung ein, so wird der infolgedessen entstehende Spielraum zwischen Welle und Schale durch Nachziehen der Deckelschrauben, nach vorhergegangener Verminderung der Stärke der Zwischenlagen, bezw. nach Abarbeiten der Schalen an den Fugenflächen, beseitigt. War der Druck nur gegen den Deckel gerichtet, so ändert sich hierbei die Höhenlage der

[1]) Die genannte Fabrik liefert das Wels'sche Lager in folgenden Hauptabmessungen:

Durchmesser d	100	120	140	160	180	200	mm
Länge l	200	240	280	320	360	400	„
Höhe h	160	180	220	220	250	280	„
Länge a	450	540	650	650	780	890	„
Breite b	170	190	240	240	280	320	„
Entfernung e	360	430	530	530	640	720	„
„ f	90	100	120	120	150	170	„
Schraubenstärke	23	26	33	33	39	46	„
Gewicht des Lagers mit Zwischenplatte	85	135	210	230	340	490	kg
Gewicht der Sohlplatte	68	90	153	153	252	357	„

Wellenachse nicht, war der Druck nur nach abwärts gerichtet, so sinkt hierbei diese um den ganzen Betrag der senkrechten Abnützung. In manchen Fällen ist eine solche Veränderung der Achslage unzulässig. Um dieselbe zu vermeiden, wird bei abwärts gerichtetem Lagerdruck die Nachstellbarkeit der unteren Lagerschale Bedingung. Das ist z. B. der Fall bei der Lagerung von Kropfwasserrädern, welche mit geringem radialem Spielraum (einige Millimeter bei Raddurchmessern von 7000 ^{mm} und mehr) arbeiten sollen [1]), bei der Lagerung der Wellen von Kegelrädern, indem hier darauf geachtet werden muss, dass durch das Nachstellen der Lagerschalen das Schneiden der Achsen der Wellen nicht oder nur wenig verändert wird, bei der Lagerung von Dampfmaschinenwellen, sofern beide Lager sich voraussichtlich sehr verschieden abnützen werden u. s. w. Zwei derartige Konstruktionen des Verfassers zeigen die Fig. 158, Taf. 22, und die Fig. 159, Taf. 19. Die Erstere, Kropfwasserradlager, lässt erkennen, dass das Heben der Unterschale vermittelst schmiedeisernen Keiles erfolgt, der behufs Vermeidung des Festrostens unten und oben auf Bronceleisten gleitet. Die Muttern, durch welche der Keil nach links oder nach rechts bewegt, also die untere Schale gehoben oder gesenkt werden kann, sind ebenfalls von Bronce. Um jederzeit die Lage des Keiles von aussen beurtheilen zu können, sind in der tiefsten Lage der Schale, also in der äussersten Rechtsstellung des Keiles die Stirnebene der rechten Keilschraube und der rechten Mutter bündig, während die Stirnebene der linken Keilschraube um den ganzen Keilweg in der Mutter zurücksteht, der bei der gezeichneten Ausführung 80 ^{mm} beträgt, entsprechend 16 ^{mm} Hub der Schale. Liegt z. B. zu irgend einer Zeit die rechtsseitige Keilschraubenstirnfläche um 20 ^{mm} vertieft, so darf die linksseitige nur noch um 60 ^{mm} zurückstehen, die senkrechte Nachstellbarkeit der Schale selbst beträgt dann noch $16\left(1-\frac{20}{80}\right)=12^{mm}$.

Das Schmieren des Keiles kann bei abgenommenem Lagerdeckel durch Eingiessen on Oel zwischen dem auf dem Keil aufruhenden Gleitklotz und der Schale geschehen.)urch das Loch a gelangt dasselbe auf die gleitenden Flächen.

Der Deckel hat hier nur den Zweck, die Schmierung in bequemer Weise zu rmöglichen und den Staub abzuhalten. Er ist fest gegen den Lagerkörper gechraubt und bietet infolgedessen den Vortheil, dass, wenn beim Nachstellen die ntere Schale soviel gehoben wird, bis der Zapfen wieder den Deckel berührt, dieser eine richtige Lage einnimmt. Natürlich muss die Stärke der Zwischenlage, welche us einzelnen Theilen bestehen kann, hierbei vermindert werden.

Um die Lagerfüsse nicht zu lang zu erhalten, sind die Fundamentanker aus er Mitte versetzt. Diese haben übrigens, da im vorliegenden Falle der Druck ahezu senkrecht abwärts gerichtet ist, eine Kraft seitens des Lagers nicht zu überragen.

Die vorstehende Konstruktion ermöglicht nicht bloss die Ausgleichung der Abnützung der unteren Lagerschale, also Erhaltung der Höhenlage der Radachse, sonlern gestattet auch die möglichste Verminderung des Spielraumes zwischen Rad und Kropf, indem man zunächst das erstere so hart gegen den letzteren stellt, dass es schleift und dann nur soweit abrückt, dass das Schleifen gerade aufhört.

Die Fig. 159, Taf. 19, stellen ein Triebwerkslager dar, dessen untere Lager-

[1]) S. des Verfassers: „Die Wasserräder", S. 200.

schale so zu heben ist, dass die durch den in der Richtung von *c* nach *b* wirkenden Lagerdruck hervorgerufene Abnützung ausgeglichen wird. Grundsätzlich stimmt dieses Lager mit dem eben besprochenen überein. Die Deckelschrauben sind vom Innern des Lagers aus an ihren Platz eingeschoben.

5. Lager mit mehrtheiligen Lagerschalen.

Wechselt der Zapfendruck seine Richtung, wie z. B. bei liegenden Dampfmaschinen, so müssen die Schalen, sofern Spielraum in wagrechter Richtung nicht eintreten soll, was im Interesse der Ruhe des Ganges bei wechselnder Kraftrichtung gefordert werden muss, auch in wagrechter Richtung nachstellbar gemacht werden. Das bedingt eine Drei- oder Viertheilung derselben. In der Regel verzichtet man auf die Nachstellbarkeit der unteren Lagerschale, begnügt sich mit der seitlichen und der Ausgleichung eines senkrechten Spielraums durch Nachziehen des Lagerdeckels. Die Fig. 259 u. f., Taf. 35, die Fig. 266 u. f., Taf. 37 (G. Kuhn), sowie Fig. 298, Taf. 36 (C. Kiesselbach), geben solche Konstruktionen wieder. Das Lager Fig. 259 u. f., Taf. 35 gestattet beiderseits Nachstellung in wagrechter Richtung mittelst der Keile, die durch Schrauben gesenkt und gehoben werden können. Dass die Schwierigkeit richtigen Nachstellens hier eine recht bedeutende ist, liegt auf der Hand; auch die Lagerung der Stellschrauben im Lagerdeckel muss als weniger gut bezeichnet werden. Die Stärke der Lagerschale (Fig. 261) erscheint etwas zu knapp, namentlich wenn Abnützung stattgefunden haben wird. (Vergl. den zweiten Satz unter a, S. 391).

Bei dem Lager Fig. 266, 267, Taf. 37, und Fig. 272, Taf. 39, ist Nachstellbarkeit nur auf der einen Seite vorhanden, was erfahrungsgemäss in vielen Fällen ausreicht, wenn auch in grundsätzlicher Hinsicht die Nachstellbarkeit auf beiden Seiten als das Vollkommenere bezeichnet werden muss. Die aus Gusseisen hergestellten Lagerschalen, von reichlicher Stärke, um erhebliche Formänderungen fern zu halten, sind mit Weissmetall ausgegossen, welches durch eine grössere Anzahl Felder von schwalbenschwanzförmigem Ausschnitt gehalten wird. Die Gleichmässigkeit der Druckvertheilung bedingt ausreichende Stärke des Weissmetallcylinders. Die nachstellbare Lagerschale wird aus schmiedbarem Eisen (Stahl) oder auch aus Stahlguss hergestellt und mit Löchern zum Festhalten des Lagermetalls versehen. Die Schmiernuthen sind mit Rücksicht auf die Drehungsrichtung der Welle so angeordnet, dass das Oel nach der Mitte der Lager zu bewegt wird. Der gusseiserne Trog, am Lagerfuss Fig. 274, schützt das Fundament vor dem Schmiermaterial.

Das Lager Fig. 298 [1]), Taf. 36, gehört dem Fundamentrahmen einer Walzenzugsmaschine von 1000 ^{mm} Cylinderdurchmesser, 1400 ^{mm} Hub und 75 Umdrehungen in der Minute an und hat einen Lagerdruck von 52000 ^{kg} zu ertragen. Die Nachstellbarkeit ist hier ebenfalls nur eine einseitige, kann jedoch auch beiderseits angeordnet werden. Die Stellschraube des Keiles ist unabhängig vom Deckel, sie hat ihren Stützpunkt in einer durch Flanschenverschraubung im Fundamentrahmen befestigten Broncemutter. Die Sicherung erfolgt durch Mutter mit untergeschobenem Pressrohr. Der Deckel ist abnehmbar, ohne dass die Keilstellung geändert werden muss. Die

[1]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, S. 933.

chmierung geschieht für gewöhnlich mit steifem Fett, das durch Kolben von Gas-ıhr, die nach Bedürfniss belastet werden können, in Kammern gedrückt wird. Diese ier Räume sind an den Theilstellen der Schalen durch Aussparungen gebildet. Durch ie mittlere Deckelöffnung kann Speck eingebracht werden; seitliche Löcher dienen eim Einlaufen neuer Schalen der Oelzufuhr.

Ein Lager mit 3 koncentrisch nachstellbaren Lagerschalen erhielt H. Kaye ınter Nr. 9342 i. D. R. patentirt.

C. Hoppe giebt den Stellkeilen (vergl. Fig. 259, Taf. 35) da, wo sie sich an las Lager anlegen, cylindrische Oberflächen (Cylinderachse senkrecht) zu dem Zweck, sie in Richtung der Wellenachse gegen Verschieben zu sichern und ihnen die Mög-ichkeit zu geben, sich um die senkrechte Lagerachse selbstthätig einstellen zu können D. R.-P. Nr. 36213).

E. Wortmann (D. R.-P. Nr. 41447) theilt die Lagerschalen durch eine wagrechte nd durch eine senkrechte Schnittebene in vier Theile; die beiden unteren sind durch wei unter 45° geneigte Schrauben nachstellbar, jede für sich, während die beiden beren Schalenviertel durch eine gemeinschaftliche Schraube in Verbindung mit Keil-ücken nachgestellt werden können.

An dieser Stelle ist schliesslich noch das Entlastungslager für Kurbelwellen ın O. H. Müller jun. in Budapest (D. R.-P. Nr. 49185) zu erwähnen. Die Ent-stung ist hierbei in der Weise gedacht, dass besondere Lager zur Aufnahme der ewichte der Welle, des Schwungrades u. s. w., sowie der vom Seil- oder Riemen-trieb herrührenden Belastung dienen, sodass das Kurbellager durch diese Gewichte, zw. durch diese Belastung einen Druck nicht erhalten soll. Selbstthätige Nach-ellung ist vorgesehen.

Bei Beurtheilung der Lager mit mehrtheiligen Schalen und Nachstellbarkeit der nzelnen Schalen darf nicht übersehen werden, dass das richtige Nachstellen nicht ınz so leicht ist, als Viele auf den ersten Augenblick anzunehmen geneigt sind, ıss vielmehr oft recht geschickte Hände dazu gehören. Ausserdem wachsen im llgemeinen die Quellen zu Betriebsstörungen u. s. w. mit der Anzahl der Theile, ıs denen ein Lager besteht.

6. Wandlagerstuhl, Wandlager, Hängebock, Hängelager, Lagerstuhl, Sohlplatte, Mauerkasten.

Hat die Befestigung der Lager an einer senkrechten Mauer zu erfolgen, so ınn dies mittelst eines Wandbockes (Konsoles) oder Wandlagerstuhles, wie n solcher in Fig. 160, Taf. 21, dargestellt ist, geschehen. Das aufgesetzte Lager ird als Rumpflager konstruirt. Im Interesse der Sauberkeit ist ein (des Entleerens egen) herausnehmbarer Oelfänger anzubringen.

Um die Mauerschrauben nur auf Zug in Anspruch zu nehmen, müssen entweder e Muttern so scharf angezogen werden, dass die Reibung zwischen Mauerplatte und auer genügt, die Schubkraft aufzufangen, oder es muss eine Rippe *a* angeordnet ıd durch Cement mit der Mauer so verbunden werden, dass die Uebertragung dieser raft durch die erstere auf die letztere gesichert ist.

Für die Länge des Wandarmes sind in der Regel die grössten Riemenscheiben er Räder massgebend, welche auf der zu tragenden Welle sitzen.

Ein Zusammengiessen des Lagerkörpers mit dem Wandbock ist unrichtig, weil hierdurch die Aufstellung wie auch die Nachstellung der fehlenden Verschiebbarkeit des Lagers wegen sehr erschwert wird.

Der oben besprochene Wandarm ist eine Rippenkonstruktion; Fig. 161, Taf. 21, zeigt denselben als Hohlgusskörper, dessen Aussehen mehr den Eindruck des Kräftigen und Gediegenen macht, als Fig. 160. Fig. 162, Taf. 23, giebt die Wandkonsole wieder, wie solche von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft zu Dessau ausgeführt werden.

Ein Wandlager neuerer Konstruktion, wie es häufig zur Befestigung an Säulen Verwendung findet, zeigt Fig. 163, Taf. 23. Dasselbe ist nach dem Vorgange Sellers' gebaut: mit selbstthätiger Einstellung und mit Nachstellbarkeit in senkrechter Richtung. Die Darstellung entspricht gleichfalls den Ausführungen der zuletzt genannten Firma. Dieselbe hat übrigens, um eine Verstellung des Lagermittelpunktes in wagrechter Richtung zu ermöglichen, zur Anordnung von Druckschrauben gegriffen, welche sich einerseits gegen die Wand oder Säule und andererseits gegen die Lagerfüsse stützen (D. R.-P. Nr. 32213 vom 15. November 1884). Dasselbe Mittel lässt sich auch gegenüber Hängelagern, Lagerstühlen u. s. w. anwenden. In anderer Weise strebt die Erreichung des gleichen Zweckes an die unter Nr. 41597 (vom 20. April 1887) im Deutschen Reiche patentirte Konstruktion der Filial-Maschinenfabrik von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg.

Hat die Befestigung an der Decke zu erfolgen, so kann der zweiarmige Hängebock, Fig. 151, Taf. 19, Verwendung finden.

Empfehlenswerther ist die Konstruktion Fig. 164, Taf. 23, bezüglich welcher das zu Fig. 163 Bemerkte gilt. Statt des geschlossenen Hängelagers, Fig. 164, kann ein offenes, Fig. 165, Taf. 23, mit Stangenschluss bei *a b* oder auch ohne einen solchen angeordnet werden.

Fig. 166, Taf. 24, giebt einen Lagerstuhl für ein Traglager und Fig. 167, Taf. 24, eine Sohlplatte wieder, beide ebenso wie die vorhergehenden Hängelager in Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

Kommt das Lager in eine Mauer zu stehen, so wird es in der Regel mit einem Mauerkasten Fig. 168, Taf. 22, befestigt, der seinerseits durch Einmauern, bezw. Vergiessen mit Cement in festen Zusammenhang mit der Mauer zu bringen ist. Erforderlichenfalles hat eine Verankerung mit der Mauer stattzufinden.

7. Gesichtspunkte bei der Beurtheilung einer Lagerkonstruktion.

Obgleich dieselben bereits zum Theil bei den Beschreibungen der besprochenen Lager erwähnt worden sind, so mögen sie doch der Uebersichtlichkeit wegen hier zusammengefasst werden.

Als selbstverständlich voraussetzend, dass die Konstruktion die durch die wirkenden Kräfte verlangten Abmessungen erhalten muss, sowie die durch Aufstellung und Betrieb geforderten Bedingungen möglichst vollständig und so erfüllen soll, dass die Herstellungskosten nicht höher als nöthig ausfallen, wenden wir uns zu den hauptsächlichsten dieser Anforderungen.

) Die Aufstellung der Lager muss sich ohne besondere Schwierigkeiten derart ·en lassen, dass die Berührung zwischen Welle und Lagerschale in der ganzen der Letzteren statthat und gesichert erscheint. Diese Bedingung hat, abgevon Anderem, genügende Stärke der Lagerschale (auch nach eingetretener ung) und ihrer Unterstützung zur Voraussetzung derart, dass die durch den druck veranlassten Formänderungen die Gleichmässigkeit der Vertheilung des s über die ganze Zapfenlänge nicht wesentlich beeinträchtigen.

) Die eintretende Abnützung der Lagerschalen soll womöglich so ausgleichbar ass die Welle ihre ursprüngliche Achslage beibehält. Es muss also diejenige gegen welche der Druck gerichtet ist, in entsprechender Richtung nachstelln. Anordnungen, bei welchen der Lagerdruck gegen den Spalt zwischen Ober-nterschale wirkt, sind als falsch zu bezeichnen.

) Der Ersatz der abgenützten Schalen muss sicher und schnell erfolgen können, ndere muss von den später nachzubeziehenden Schalen vollständiges Passen t werden können. Das ist am besten möglich bei denjenigen Schalen, welche urch Drehen hergestellt werden.

) Die Lagerschalen sollen aus einem Material bestehen, welches unter den nen Verhältnissen die Zapfen zu schonen im Stande ist.

) Der Deckel muss, sofern achsiale Kräfte auf das Lager wirken, mit dem örper so zusammengepasst sein, dass eine relative Bewegung gegen den Letzn Richtung der Achse nicht möglich ist. Unter Umständen kann zur Ueberg der achsialen Kraft auf den Lagerkörper auch die obere auf den Letzteren eifende Lagerschale herangezogen werden.

) Die Zufuhr des Schmiermittels muss eine genügende, d. h. alle gleitenden nelemente treffende und gesicherte sein, ohne dass Verschwendung statthat[1]). eresse der Reinlichkeit sind Behälter für das ablaufende Oel anzuordnen. Dessen t in das Fundament ist zu verhüten.

;) Die Ableitung der im Betrieb durch Reibung erzeugten Wärmemenge soll rt sein, welche Forderung für Lagerschalen aus Wärme gut leitenden Materia-richt. Wichtige Lager sind zweckmässiger Weise mit Thermometern zu versehen.

)er Forderung a genügen am besten die Lager Fig. 154, Taf. 20, Fig. 163 , Taf. 23; dann folgen die Lager Fig. 152, Taf. 20, Fig. 153, Taf. 20, Fig. 155, l. und hierauf erst die übrigen Lager.

)ie Bedingung b wird vollständig erfüllt für senkrecht wirkende Kräfte durch ger Fig. 154, 163 bis 165, für senkrecht abwärts gerichtete durch das Lager 8, Taf. 22, für schräg nach unten thätige durch die Konstruktion Fig. 159,), und für senkrecht aufwärts wirkende Kräfte durch diejenigen Lager. bei nur der Deckel nachstellbar ist, wie z. B. bei Fig. 150, 151, 157 u. s. w. ngen solche Lager einen nach unten gerichteten Druck, so bleibt die Forderung b

---

) Die Schmiervorrichtungen haben erst in neuerer Zeit eine ihrer grossen Bedeutung entnde Ausbildung erfahren. Ihre eingehende Besprechung würde an dieser Stelle zu weit weshalb auf die den Gegenstand behandelnde Literatur, insbesondere auf die Patentschriften die Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure (S. Rosenkranz: 1880, S. 490 u. f., u. f., 1887, S. 933 u. f., Rudeloff: 1889, S. 1098 u. f., am letzteren Ort s. namentlich ig. 23 daselbst dargestellte, bei den raschlaufenden Wellen der Dynamomaschinen bewährte tung mit in das Oel tauchendem Ringe u. s. w.) verwiesen werden muss.

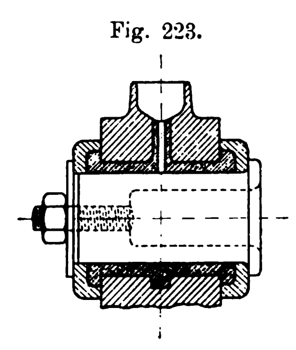
vollständig unerfüllt. Verträgt die Welle die Erniedrigung ihrer Höhenlage nicht, so kann diesem Uebelstand nur dadurch abgeholfen werden, dass zwischen Sohlplatte und Lager untergepackt wird, ein Mittel, das ungeschickt angewendet, dem letzteren leicht seinen festen Stand rauben kann.

Der Forderung c wird überall da, wo einfache, gedrehte Schalen in ausgebohrten Lagern ruhen, genügt.

Gehört der Lagerkörper einem sehr grossen Maschinentheil an, welcher das Bearbeiten der Sitzflächen der Lagerschale mittelst Maschinen nur schwer gestattet, so wird das Einpassen derselben mittelst Meissel und Feile von Hand geschehen müssen. Die Querschnittfläche der Schale bildet dann meist die Hälfte eines achtseitigen Prisma (Fig. 222.) Die Forderung c ist natürlich damit nur schlecht erfüllt. Richtet man die Schalen so ein, dass sie mit Weissguss ausgegossen werden können, wenn die Abnützung soweit fortgeschritten ist, dass dies nöthig erscheint, so wird der Ersatz nicht schwer. In welcher Weise das Umgiessen der Welle oder eines Dorns mit Weissguss erfolgen kann, lässt Fig. 223 erkennen. Weissgusslager zeigt auch Fig. 155, Taf. 21.

Fig. 222.

Fig. 223.



Die Bedingung d ist für Bronze- sowie für Rothguss- und Weissgussschalen erfüllt, für Gusseisenschalen nur dann, wenn die Flächenpressung für schnelllaufende Wellen genügend gering, d. h. so klein ausfällt, dass stets eine Oelschicht zwischen Zapfen und Lagerschale bleibt, also unmittelbare Berührung zwischen dem Zapfen und dem Gusseisen nicht eintritt.

Der Anspruch e ist insbesondere durch die Lager Fig. 150, Taf. 19 und Fig. 157, Taf. 21 befriedigt.

Die beiden Forderungen f und g sind in der Regel bei jedem nicht zu stark belasteten Traglager erfüllbar.

Lager, deren Druck gegen den Deckel gerichtet ist, bedürfen besonderer Sorgfalt, sowohl seitens der ausführenden Werkstatt als auch im Betriebe, namentlich dann, wenn die Kraftrichtung wechselt (vergl. des Verfassers: „Die Wasserräder“, § 44). Gleiches gilt für Lager, welche durch wechselnden Zapfendruck in wagrechter Richtung belastet werden.

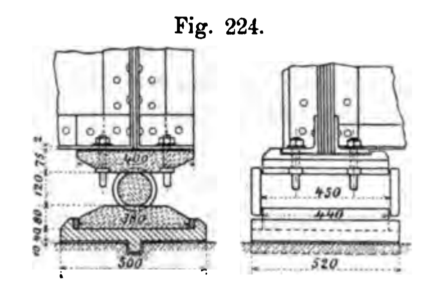
Ausser den oben unter Ziff. 1 bis 6 besprochenen und anderen ihnen ähnlichen Lagern giebt es noch eine erhebliche Anzahl von Sonderkonstruktionen, auf die hier einzugehen zu weit führen würde, so z. B. das senkrechte Traglager zur Lagerung der Mühlenspindel, ein vom Bodenstein umschlossenes Halslager, die sogenannte Steinbüchse; ferner die Konstruktionen zur Erzielung ausweichender Lagerung langer Wellen, wobei es sich darum handelt, die Welle derart zu unterstützen, dass diese Unterstützung ausweicht, wenn ein auf der Welle fortschreitender Maschinentheil, z. B. eine Schnecke, die Unterstützungsstelle zu überschreiten hat und alsdann selbstthätig ihre Aufgabe als Lager wieder aufnimmt, wenn der Maschinentheil genügend weit fortgeschritten ist[1]) u. s. w.

[1]) Ueber solche ausweichende Lagerungen berichtet Keller in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 453 u. f.

8. Rollenlager.

Ein Rollenlager entsteht dann, wenn der eine von zwei gegen einander sich ·ssenden Körpern durch dazwischen gelegte Rollen, in Form von Cylindern, Kugeln :r auch Kegeln, gestützt wird derart, dass se Rollen bei Verschiebung des einen der ırper gegen den anderen eine wälzende (rol-.de) Bewegung (beiden Körpern gegenüber) lführen. Stark belastete Rollenlager finden h namentlich bei Brückenträgern; Fig. 224 gt ein solches (Berliner Stadtbahn, Bellevue). ıufig werden mehrere Rollen oder Walzen zur ·bertragung verwendet. Bezeichnet

Fig. 224.



P die zu übertragende Kraft in kg,
i die Anzahl der an der Uebertragung betheiligten Rollen,
d deren Durchmesser, bei Kegelform deren mittleren Durchmesser in cm,
l „ tragende Länge in cm,
k einen Koeffizienten,

kann für cylindrische oder kegelförmige Rollen gesetzt werden

$$P = k\,i\,d\,l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 414^{1)}$$

Hierbei dürfen für *k* die folgenden Werthe gewählt werden:

a) *k* bis 25 bei Rollen aus Gusseisen auf ebenen Platten von Gusseisen, Material von genügender Härte und solche Ausführung angenommen, dass die Wirklichkeit von der gemachten Voraussetzung gleichmässiger Vertheilung der Last *P* über die *i* Rollen von der Länge *l* nicht zu sehr abweicht. Bei grosser Rollenlänge wird es sich empfehlen, *k* geringer in die Rechnung einzuführen, da die Erfüllung der bezeichneten Voraussetzung unter sonst gleichen Verhältnissen um so schwieriger wird, je grösser *l* ist. Auch die gleiche Theilnahme sämmtlicher Rollen an der Uebertragung wird oft, auch angenähert, nicht stattfinden.

b) *k* bis 60 bei Rollen aus Stahl auf ebenen Platten von Stahl (Stahlguss), Material von genügender Härte u. s. w., unter Beachtung der soeben gemachten Bemerkungen.

---

[1]) Die Begründung dieser Gleichung unter Darlegung eines bei derartigen Rechnungen ichen Fehlers hat Verfasser in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 476 u. f. ;eben. Der Koeffizient *k* hat die Bedeutung

$$k = \frac{2}{3} \sqrt{2\,\alpha k_1^{3}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 415$$

·in

α den Dehnungskoeffizienten des Rollenmaterials,
k_1 die höchstens für zulässig erachtete Druckspannung

eichnet. Bei Wahl von α ist zu berücksichtigen, dass die Querdehnung eine theilweise gehinderte infolgedessen α entsprechend kleiner und k_1 entsprechend grösser in die Rechnung eingeführt ·den darf (vergl. des Verfassers Elasticität und Festigkeit, § 14). Die Breite *a* der Berührungshe zwischen Rolle und Unterlage beträgt nach der Entwickelung am angegebenen Orte

$$a = d \sqrt[3]{3\,\alpha \frac{P}{i\,d\,l}} = d \sqrt[3]{3\,\alpha k} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 416$$

In der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 199 hat Verfasser ein anschaues Bild über die Formänderung der Rollen und Platten von Rollenlagern gegeben.

Erfolgt die Stützung durch **Kugeln**, so gilt

$$P = k\,i\,d^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 417$$

c) k bis 2,5 bei Kugeln aus Gusseisen zwischen zwei **ebenen** Flächen aus demselben Material, im Uebrigen unter den oben unter a bezeichneten Verhältnissen, bezw. unter Beachtung derselben bei Wahl von k.

d) k bis 6 bei Kugeln aus Stahl auf ebenen Stahlplatten; Bedingungen und Rücksichten wie oben unter a bemerkt.

e) k bis 125 bei Kugeln aus Gusseisen in gusseisernen Rinnen von Kreisbogenform (Krümmungshalbmesser r etwa gleich $\frac{9}{16}\,d$), Fig. 225, nachdem ein Glätten und Zusammendrücken (Komprimiren) der Bahnflächen durch Rollen der Kugeln in den Rinnen bei Steigerung der Belastung bis zur Höchstlast stattgefunden hat; vergl. auch das unter a Gesagte.

Fig. 225.

f) k bis 300 bei Kugeln aus Stahl in Stahlrinnen u. s. w., wie unter e bemerkt.

Bei Ueberschreitung der angegebenen Werthe wird die Wahrscheinlichkeit, dass bleibende Formänderungen von Erheblichkeit stattfinden, insbesondere, dass die Rollen, bezw. Kugeln ihre **Kreisform** verlieren, immer grösser.

9. Schneidenlager.

Schneidenlagerungen treten bei Wagen auf. In der Regel bestehen die Berührungsflächen aus gehärtetem, nicht oder nur bis zur strohgelben Farbe angelassenem Stahle.

Je nach der Grösse des durch die Schneide zu übertragenden Druckes wird der Winkel der letzteren verschieden gewählt. Er darf etwa zwischen 120°, wie Fig. 226 zeigt (verwendet gegenüber sehr grossen Kräften bei kleinen Ausschlägen), und 45°, Fig. 227 (bei feineren Wagen), liegend angenommen werden. Das eigentliche Lager ist im ersteren Falle eine Ebene, im zweiten dagegen eine Winkelfläche, derart, dass der halbe Winkelunterschied zwischen Schneide und Lager etwa 30° beträgt. Bei Uebertragung grosser Kräfte wird überdies eine erhebliche Abrundung der Winkelkante nothwendig.

Fig. 226.

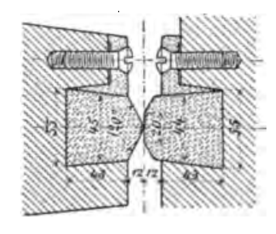
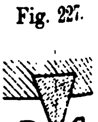


Fig. 227.



Die Belastung sollte auf das Centimeter Schneidenlänge keinesfalls mehr als 2000 kg betragen, besser ist es, nicht über 1000 kg zu gehen[1]). Bei feineren Wagen sinkt sie bis auf 2 kg und noch darunter.

---

[1]) Wenn sich hier und da höhere Angaben finden, beispielsweise 3000 kg in „**Des Ingenieurs Taschenbuch**" 15. Auflage, S. 421, so hat Verfasser festzustellen, dass nach seinen Erfahrungen schon bei 2000 kg (Form Fig. 226 mit Abrundung der Kante nach einem Halbmesser von etwa einem Millimeter) Eindrückungen einzutreten pflegen, besonders wenn die Belastung einige Zeit hindurch wirkt. Ist die Härte (Zusammendrückbarkeit) des Materials bei grosser Schneidenbreite

II. Spurlager.

Fig. 169, Taf. 25 zeigt ein Spurlager für gewöhnliche Triebwerks-
ıllen.

Wie ersichtlich, wird die Spurplatte aus einem halbkugelförmigen Bronzekörper bildet, der sich entsprechend der Stirnfläche des Zapfens selbstthätig einstellen nn. Auf diesen Punkt ist grosser Werth zu legen. Nachstellbarkeit in senkchter Richtung würde sich durch Anordnung eines Keiles unschwer bewerkstelligen ssen, sofern sie nöthig erscheinen sollte. Tritt in der Führungsbüchse, d. h. in ıgrechter Richtung Abnützung ein, so ist Nachstellung unmöglich; damit solche sführbar, würde die Lagerbüchse durch Lagerschalen, von denen wenigstens die ıe nachstellbar sein müsste, zu ersetzen sein.

Gegen die vorstehende und ähnliche Konstruktionen lässt sich einwenden, dass ıe stetige Versorgung der Spurfläche mit Schmiermaterial nur schwer durchführbar , sowie dass kein Schutz gegen das Eindringen von Staub und Schmutz besteht. esen Anforderungen sucht das Lager Fig. 170, Taf. 25, gerecht zu werden. Durch ɜ Drehung des Zapfens soll das die spiralförmigen Schmiernuthen der Spurplatte sfüllende Oel veranlasst werden, sich in der Pfeilrichtung zu bewegen[1]). In die nne der aus zwei Theilen bestehenden Deckplatte wird ein Hanfzopf oder ähnliches ıterial zum Abhalten von Staub u. s. w. eingelegt.

Um bei starker Belastung des Zapfens die Schmierung sicher zu stellen, führt ın das Oel nicht selten durch ein besonderes Rohr — in der Regel central — zu d ertheilt ihm eine mehr oder minder grosse Pressung (Oelpumpe). Namentlich i Turbinenzapfen finden sich solche Einrichtungen. Hier greifen manche Konukteure dazu, ausser der eigentlichen, am Drehen gehinderten Spurplatte noch ıe oder mehrere drehbare Spurplatten zwischen zu schalten. Der in der Literatur ·tretenen Auffassung, dass hierdurch der Einfluss der Umdrehungszahl n vermindert rde derart, dass sich bei Einschaltung einer drehbaren Spurplatte die Umdrehungsıl für jede der beiden Gleitflächen auf $^1/_2\, n$ verringere, bei Einfügung von zwei chen Platten, wodurch 3 Gleitflächen entstehen, auf $^1/_3\, n$ u. s. f., vermag Verser nicht beizutreten. Das Gleiten wird in derjenigen Fläche stattfinden, für welche h der geringste Widerstand ergiebt. Wächst dagegen der Widerstand in dieser iche aus irgend einem Grunde, so wird ein Wechsel in der Gleitfläche eintreten rart, dass die Gleitung nur da stattfindet, wo sich jetzt der kleinste Widerstand

---

ht überall die gleiche, so stellen sich bleibende Eindrückungen schon weit früher an einzelnen llen ein. Je bedeutender die Abflachung (Abrundung) an der Schneide ist, um so höher kann t der Belastung gegangen werden, um so mehr verliert aber auch die Lagerung von dem Vorɡe der eigentlichen Schneiden.

Die in der Literatur zu findende und auch sonst zuweilen anzutreffende Aeusserung, dass sichtlich der Belastung der Schneidenlager die Gesetze der Elasticität und Festigkeit nicht ten oder nicht zu gelten scheinen, entbehrt natürlich der Begründung.

[1]) Osenbrück, D. R.-P. Nr. 8805 vom 21. Mai 1879, Nr. 9357, Nr. 10615, Nr. 11559, liess ı derartige Lager patentiren; doch sind diese Osenbrück'schen Konstruktionen schon wegen Mangels der selbstthätigen Einstellbarkeit der Spurplatte für grössere Belastungen unbrauchbar.

ergiebt. Die erwähnte Auffassung setzt stillschweigend voraus, dass der Reibungswiderstand in jeder Gleitfläche gerade so gross sei, dass eine solche Theilung der Gleitgeschwindigkeit stattfinde. Nach Ansicht des Verfassers kann die Einschaltung von drehbaren Spurplatten nur den Zweck verfolgen, eine Reserve an Laufflächen zu schaffen, wenn an der einen derselben der Reibungswiderstand sich steigern sollte. Dadurch erscheint es möglich, wenigstens in manchen Fällen, einem Heisslaufen und Festfressen vorzubeugen.

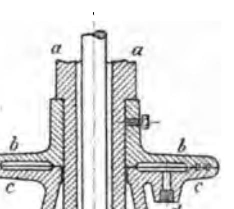
Im Falle grösserer Zapfenbelastungen und erheblicher Seitenkräfte bei solchen Geschwindigkeiten, dass Warmlaufen zu befürchten steht[1]), empfiehlt es sich unbe-

---

[1]) Die Empfindlichkeit stark belasteter Spurzapfen, sowie die Mangelhaftigkeit, welche den Kammzapfen ihrer Natur nach anhaftet, haben bei grossen Umgangszahlen zu eigenartigen Konstruktionen geführt.

Hierher gehört der „hydraulische Zapfen“, Fig. 228, den Girard bei seinen Turbinen anwandte. Die Turbinenwelle *a* trägt unten eine Scheibe *b*, welche bei der Drehung über die feststehende, ihr entsprechende Gegenscheibe *c* gleitet. Bei *d* tritt Druckwasser zwischen die beiden Scheiben. Dasselbe wird zum grossen Theile am äusseren, zum kleineren Theile am inneren Umfange ausfliessen. Giebt man der Flüssigkeit, wie das Girard beabsichtigte, eine Pressung so gross, dass die metallische Berührung der beiden Scheiben *b* und *c* an allen Stellen aufhört, so sinkt die Reibung auf diejenige der Flüssigkeitstheilchen gegen einander, die Zapfenreibungsarbeit vermindert sich ganz bedeutend, die Schwierigkeiten entfallen. Dagegen entsteht naturgemäss ein erheblicher Aufwand an mechanischer Arbeit, entsprechend dem Arbeitsvermögen, welches in dem verbrauchten Druckwasser enthalten ist, bezw. zur Erzeugung desselben aufgewendet werden musste. Diesen Arbeitsverlust herabzudrücken, sind nach aussen hin Nuthen in die Scheiben eingedreht: Labyrinthdichtung. (Dass durch diese gerade das Gegentheil erreicht wird, hat Verfasser letztmals in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 474 u. f. dargelegt, vergl. auch S. 418 u. f.) Girard war natürlich vorsichtig genug, neben diesem hydraulischen Unterwasserzapfen noch den üblichen Oberwasserzapfen anzuordnen, sodass es sich bei der fraglichen Konstruktion in Wirklichkeit nicht um Ersatz des Letzteren, sondern um Entlastung desselben gehandelt hat. Trotz der guten Erfahrungen, welche nach den Comptes rendus 1862, S. 926 u. f., Girard, Utilisation de la force vive de l'eau, Paris 1863, sowie nach Lacroix, Etudes sur l'exposition de 1867, 3. Serie (S. 149: „Nous connaissons un grand nombre d'applications de ce pivot hydraulique: toutes ont parfaitement réussi“) mit dieser Zapfenentlastung gemacht worden sein sollen, ist dieselbe doch wieder von der Bildfläche verschwunden.

Fig. 228.



Ferner gehört hierher die aus neuester Zeit stammende Konstruktion der Zapfenentlastung bei der Asslinger Turbinenanlage der Krainischen Industrie-Gesellschaft, beschrieben in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 1093 u. f. Nach dieser Quelle besteht die Zapfenbelastung aus

dem Gewichte der Welle und der an ihr befestigten Theile	13530 kg
dem achsialen Wasserdruck auf das Laufrad	3590 „
der achsialen Seitenkraft des Kegelrades	400 „
zusammen:	17520 kg.

Diese Last hängt oben auf einem ringförmigen Spurzapfen, Fig. 171, Taf. 24, dessen Wesen S. 290 und S. 322 besprochen worden ist. Es beträgt

$$d_1 = 280^{\text{mm}},\ d_2 = 500^{\text{mm}},$$

somit

$$k = \frac{17520}{\frac{\pi}{4}(50^2 - 28^2)} = 13^{\text{kg}}.$$

dingt, die Auffangung der Seitenkräfte nicht dem Spurlager zuzumuthen, sondern **ein** besonderes Halslager anzuordnen, schon aus dem einfachen Grunde, dass man **bei** eintretendem Heisslaufen des Spurlagers sofort sicher ist, an welcher Stelle die **Ursache** gesucht werden muss.

Werden die Schmiernuthen abgezogen, so erhöht sich die Flächenpressung auf

$$k = \frac{17520}{1115} = 15{,}7\ ^{\text{kg}}.$$

Die durch Gl. 382, S. 322, bestimmte Grösse w ergiebt sich, da $n = 134$, zu

$$w = \frac{17520\ .\ 134}{50 - 28} = 107000\ ^{\text{kg}},$$

entsprechend

$$A_z = \frac{17520\ .\ 134}{60000\ (50 - 28)} = 1{,}8\ ^{\text{kgm}},$$

sofern $\mu = \frac{1}{20}$ gesetzt wird.

Das Schmiermaterial wird diesem Ringzapfen durch eine Oelpumpe zugeführt, welche, wie aus der Abbildung ersichtlich, das Oel in die beiden Kreisnuthen der Spurplatte fördert, sodass dieses fortgesetzt zwischen die Gleitflächen (Zapfen: Stahl, Lager: Bronce) gepresst wird. An den Umfangsflächen gelangt dasselbe zum Ausfluss, wird hier aufgefangen und nach Reinigung wieder verwendet.

Am unteren Ende der Welle, also im Unterwasser, ist dieselbe durch eine bewegliche Kupplung mit einem Kolben verbunden, der in einem ihn dicht umschliessenden Cylinder rotirt. Durch das in den Letzteren bei a eintretende Druckwasser kann die Welle auf etwa die Hälfte entlastet werden, indem dessen Pressung 18 $^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$, somit der Gesammtdruck auf die Kolbenfläche

$$\frac{\pi}{4}\ 25^2\ .\ 18 = 8800\ ^{\text{kg}}$$

beträgt.

Die Abdichtung des Kolbens erhellt aus der Figur; oben sind Lederscheiben schief eingelegt und aussen ein Gummiring. Diese Dichtung soll nicht den Zweck haben, das Wasser vollständig abzuschliessen, sondern nur bei einem gewissen Verlust an Wasser dessen Druck dauernd erhalten. Bei der grossen Umfangsgeschwindigkeit des Kolbens von $\pi\ .\ 0{,}25\ \frac{134}{60} = 1{,}75\ ^{\text{m}}$ müsste an der metallischen Abdichtung naturgemäss eine Erhitzung der Letzteren und des Kolbens eintreten, wenn nicht eine gewisse Wärmeabführung durch das Druckwasser stattfände. Aus diesem Grunde führt das Rohr b bis zum Maschinistenstand im Turbinenhaus hinauf, wo sein Inhalt auf ein Manometer wirkt, während es selbst noch mit einem Hahn versehen ist, durch dessen Oeffnung die Höhe der Erwärmung überwacht und innerhalb gewisser Grenzen auch geregelt werden kann.

Der Weg, welcher im vorliegenden Falle zur Ueberwindung der Schwierigkeiten, die sich bei stark belasteten und rasch umlaufenden Spurzapfen bieten, eingeschlagen ist, kann nicht als rationell bezeichnet werden.

Es erscheint zunächst verfehlt, dem Spurzapfenring so grosse Abmessungen — ohne selbstthätige Einstellbarkeit — zu geben: 500/280 ^{mm}. Selbst bei sorgfältigster Arbeit ist es so gut wie unmöglich, die den Zapfen tragende Welle einerseits und die auf den Lagerbalken ruhende Spur-Ringscheibe andererseits so aufzustellen, dass mit genügender Annäherung Parallelismus der bei der Drehung der Welle über einander weggleitenden Ringflächen besteht; noch viel weniger würde es möglich sein, denselben, seine Herstellung selbst als erfolgt vorausgesetzt, dauernd im Betriebe aufrecht zu erhalten. Je bedeutender der Zapfendurchmesser, um so grösser wird die Wahrscheinlichkeit, dass bei der Drehung Theile der Gleitflächen auf einander reiben, also an solchen Stellen die Flüssigkeitsreibung der Oeltheilchen gegen einander in die Reibung fester Körper auf einander übergeht, womit naturgemäss die Einleitung zur Erhitzung gegeben ist. Im vorliegenden Falle würde es übrigens noch möglich gewesen sein, mit einem einfachen Oberwasser-Spurzapfen auszukommen; selbst, wenn man davon absehen wollte, dass die einen grossen Theil der Zapfen-

Die Fig. 172, Taf. 24, zeigen das Spurlager einer Mühlenspindel. Der gehärtete Stahlspurzapfen läuft auf gehärteter Stahlpfanne, welche durch Umgiessen mit Blei in dem Spurtopf gehalten ist. Um die Spindel genau einstellen zu können, steht letzterer in dem Spurkasten, dessen 4 Schrauben die Stellung ermöglichen. In der Regel ist der eingesetzte Spurzapfen ein symmetrischer Doppelkegel derart, dass, wenn die eine Stirnfläche aufhört, brauchbar zu sein, durch Umkehrung die andere zur Verwendung gelangen kann. Das Herausschlagen des Zapfens aus der Welle lässt sich durch Eintreiben eines Keiles in das Loch *a* der Spindel leicht ausführen.

Die Fig. 173, Taf. 24, stellen ein Kammlager dar, welches selbstthätiges Einstellen der Welle gestattet. Der etwa auf die Welle wirkende Zahndruck oder dergleichen wird durch ein Halslager, das sich unterhalb des Kammlagers befindet, aufgefangen. Der Lagerkörper ist in entsprechender Weise gegen Drehung geschützt.

Die Lagerschalen bestehen aus Bronceringen, welchen hier eine ganz besondere Aufmerksamkeit zu schenken ist. Die Schmierung erfolgt von oben, wie dies die gestrichelten Linien andeuten.

Ueber die schwachen Seiten der Lagerung des Kammzapfens ist S. 323 u. f. gesprochen worden, ebenso über die Schwierigkeiten richtiger Schmierung bei den Spurzapfen überhaupt.

---

belastung liefernde Welle (s. oben) sich ganz erheblich leichter hätte ausführen lassen (die gesammte Zapfenbelastung 14000 bis 15000 kg nicht überschreiten zu lassen, wäre ohne Schwierigkeit erzielbar gewesen). Wie weit andere erfahrene Turbinenkonstrukteure gegangen sind, darüber finden sich ausser dem, was oben S. 321 bemerkt worden ist, z. B. Angaben in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1879, S. 125 und 126, Ziff. II, Nr. 17 und 18, oder bei Reifer, Einfache Berechnung der Turbinen, Zürich 1890, S. 20, Tab. V. Die daselbst gegebenen Zahlen bedürfen allerdings zum Theil einer recht bedeutenden Abänderung, wenn man die Belastung der Zapfen durch den Wasserdruck einigermassen genau in die Rechnung einzuführen gewohnt ist. (Hinsichtlich dessen Ermittlung vergl. des Verfassers Arbeit über Turbinen und vertikale Wasserräder 1886, § 15.)

Für selbstthätige Einstellbarkeit der Gleitfläche (durch Kugellagerung) hat man allerdings besorgt zu sein, ebenso für geeignetes Schmiermaterial u. s. w. Dann erspart man aber auch den Aufwand an Druckwasser, der namentlich nach Abnützung der Dichtung ein ganz erheblicher werden dürfte, sowie die mechanische Arbeit, welche bei der Gleitung des Entlastungskolbens (Umfangsgeschwindigkeit desselben 1,75 m!) auf seiner Dichtung verloren geht und — günstigsten Falles — zum grössten Theil auf Erwärmung des Wassers verwendet wird. Dass eine Ausbesserung oder Erneuerung der Dichtung des im Unterwasser liegenden Entlastungscylinders (Kolbens) mit einigen Schwierigkeiten verknüpft erscheint, namentlich in Anbetracht der Umständlichkeit, welche ein Nachobennehmen der Turbine verursachen muss, bedarf für denjenigen, welcher solche Arbeiten aus eigener Erfahrung kennt, keiner Erörterung.

Ueber eine ihrem Wesen nach gesündere Zapfenentlastung s. des Verfassers bereits erwähnte Arbeit über Turbinen und vertikale Wasserräder S. 113.

Ueber die Konstruktion der Turbinen-Spurlager, als in Sonderwerke gehörig, darf auf die Arbeiten von J. C. Bernhard Lehmann in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1879, S. 75 u. f., S. 121 u. f., 1881, S. 1 u. f., auf die bereits oben erwähnte Schrift von Reifer, S. 22 u. s. w. verwiesen werden.

Fünfter Abschnitt.

Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

A. Seile, Ketten, deren Rollen und Trommeln.

I. Hanfseile mit Zubehör.

Die Hanfseile für Triebwerke und ihre Scheiben sind bereits im vierten Abschnitt ·chen worden, sodass sich das Nachstehende in der Hauptsache auf Seile be- welche zum Heben von Lasten verwendet werden.

I. Die Seile.

Die gangbaren Masse der Hanfseile, welche mit rundem und flachem Quer- te geliefert werden, ergeben sich aus folgender Zusammenstellung.

Hanfseile

der Firma Felten & Guilleaume in Cöln a. Rh.

	Runde Seile, ungetheert				Runde Seile, getheert			
h- er ı	Bad. Schleisshanf Ia		Russ. Reinhanf Ia		Bad. Schleisshanf Ia		Russ. Reinhanf Ia	
	Gewicht des lauf. Meters kg	Arbeitslast[1] kg	Gewicht des lauf. Meters kg	Arbeitslast[1] kg	Gewicht des lauf. Meters kg	Arbeitslast[1] kg	Gewicht des lauf. Meters kg	Arbeitslast[1] kg
	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
	0,27	290	0,26	254	—	—	—	—
	0,32	350	0,31	314	0,36	314	0,35	275
	0,37	470	0,36	416	0,43	416	0,42	363
	0,53	600	0,51	531	0,58	531	0,56	464
	0,64	740	0,62	660	0,70	660	0,70	578
	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
	1,06	1340	1,03	1194	1,18	1194	1,15	1044
	1,55	1870	1,50	1661	1,73	1661	1,68	1453
	2,03	2390	1,97	2122	2,24	2122	2,18	1857

[1]) Nach den Angaben der Fabrik gleich einem Achtel der Bruchbelastung.

Kabelseile, aus bad. Schleisshanf Ia, getheert			Flache Seile, aus bad. Schleisshanf Ia, getheert			
Durchmesser mm	Gewicht des laufenden Meters kg	Arbeitslast [1]) kg	Breite mm	Stärke mm	Gewicht des laufenden Meters kg	Bruchbelastung kg
59	2,67	4550	92	23	2,35	14812
65	3,70	5530	105	26	3,04	19110
72	4,00	6780	118	26	3,36	21476
78	4,80	7960	130	29	4,26	26390
85	5,60	9450	130	33	4,80	30030
92	6,40	11070	144	33	5,28	33264
98	7,46	12575	157	33	5,60	36267
105	8,53	14420	157	36	6,24	39564
			183	36	7,20	46116
			183	39	7,84	49959
			200	44	9,25	61600
			250	46	12,10	80500
			310	47	15,00	101600

Wie hieraus ersichtlich, besitzen die ungetheerten Seile eine etwas grössere Festigkeit als die getheerten; ebenso liefert der badische Schleisshanf Seile mit höherer Festigkeit als der russische Reinhanf, dagegen sind die aus letzterem gefertigten Seile zur Zeit um etwa 30 % billiger.

Es bezeichne

P die zulässige Belastung des Seiles in kg,

d den Durchmesser des Seiles in cm,

D „ „ der Seilrolle, gemessen von Mitte bis Mitte Seil, in cm,

δ „ „ des Zapfens der Seilrolle in cm,

q das Gewicht eines laufenden Meters Seil, in kg.

Dann gilt für ungetheerte Seile in neuem (nicht abgenütztem) Zustande bei den gewöhnlichen Hebevorrichtungen

$$P \leqq 80\, d^2, \text{ sofern } D \geqq 10\, d, \quad \ldots \quad 418$$

oder was angenähert auf dasselbe hinauskommt

$$P \leqq 1000\, q \quad \ldots \quad 419$$

Sinkt D bis auf $7\,d$, so soll die Belastung $60\,d^2$, bezw. $750\,q$ nicht überschreiten. Andererseits s. Gl. 421.

Naturgemäss leiden die Seile beim Aufwickeln auf Trommeln, Biegen um Scheiben umsomehr, je grösser ihre Stärke im Vergleich zum Rollendurchmesser ist.

Bei Seilen zum Fördern aus Bergwerken pflegt

$$P = 60\, d^2 \text{ bis } 80\, d^2 \;^{2})$$

gewählt und dabei mit D nicht unter $50\,d$, bezw. $80\,d$ gegangen zu werden.

---

[1]) Nach den Angaben der Fabrik gleich einem Sechstel der Bruchbelastung.

[2]) Nach früheren Vorschriften des Oberbergamts Dortmund galt abgerundet

$P \leqq 80\,d^2$ für nicht getheerte Aloëseile,

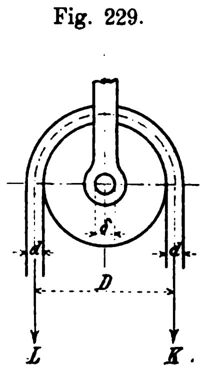
$70\,d^2$ „ getheerte „

$75\,d^2$ „ ungetheerte Hanfseile,

$60\,d^2$ „ getheerte „

Das Verhältniss zwischen der Kraft K im ziehenden :ück und der Last L im auflaufenden Seilstück, Fig. 229, t ab von dem Widerstande, den das Seil beim Auf- Abwickeln bietet, der sogenannten Seilsteifigkeit, sowie der Reibung an den Zapfen der Rollenachse. Die Ge- der Seilsteifigkeit sind noch nicht befriedigend erforscht. ungefähren Beurtheilung muss deshalb heute noch der aus Coulomb'schen Versuchen abgeleitete Satz herangezogen en, dass die Steifigkeit proportional dem Quadrate der Seil- :e und umgekehrt proportional der ersten Potenz von D ist. μ als Koeffizienten der erwähnten Zapfenreibung pflegt dann . 229, Seilrichtungen parallel) gesetzt zu werden

Fig. 229.



$$K = L\left(1 + \frac{1}{8}\frac{d^2}{D} + 2\mu\frac{\delta}{D}\right) \text{ bis } L\left(1 + \frac{1}{4}\frac{d^2}{D} + 2\mu\frac{\delta}{D}\right) \quad . \quad 420$$

2. Die Rollen und Trommeln.

Was die Konstruktion der Rollen anbetrifft, so muss nochmals hervorgehoben en, dass der Durchmesser D mindestens die zehnfache Seilstärke betragen soll, ı möglich mehr. Wenn trotzdem bei Flaschenzügen kleinere Rollen ommen, so ist damit nur ausgesprochen, dass der Zwang zur Wahl leiner Rollen stärker ist, als die Rücksicht auf die Dauer des Seiles. 230 zeigt eine gewöhnliche fest auf der Achse sitzende Rolle. Ist ›se, so empfiehlt es sich, die Nabe länger zu halten, um ein frühes aufen zu verhindern. Als Massstab dient die Flächenpressung, ıe 60 bis 70 ^{kg} auf das Quadratcentimeter der Projektion der Lauf- e nicht überschreiten sollte.

Fig. 230.

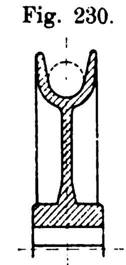


Fig. 174, Taf. 25, stellt die Seiltrommel einer gewöhnlichen Winde Die Stärke des Mantels darf mit Rücksicht auf die Herstellung unter 10 bis 12 ^{mm} genommen werden; bei grösserer Länge der Trommel ist us der Biegungs- und Drehungsanstrengung rechnungsmässig zu ermitteln. Um Velle der Trommel nicht auf Drehung zu beanspruchen, wird das Stirnrad, durch ıes der Antrieb erfolgt, unmittelbar mit der Letzteren verbunden und zwar durch 'orsprünge *a* und die beiden Schrauben *b*. Damit der Kern aus dem Innern leicht tigt werden kann, ist die linke Stirnwand durchbrochen.

Die Länge der Trommel wird durch die Länge des aufzuwickelnden Seiles und ı dessen Stärke bedingt. Es sollen, wenn möglich, immer einige Windungen auf der Trommel bleiben, damit die Verbindung des Seiles mit der Trommel wenig beansprucht wird.

Soll die ganze Trommellänge für Seillagen ausgenützt werden, so muss sich an Seil legen. Das geschieht jedoch nur dann, wenn der Winkel, den das frei ıufende Seil mit der Tangente an der Schraubenlinie einschliesst, nach welcher das Seil aufwickelt, d. i. die Seilablenkung, nicht über ein gewisses, von Seil- haffenheit, Rollenoberfläche, Seilspannung abhängendes Mass hinausgeht. Ein zu ser Werth dieses Winkels kann auch zur Folge haben, dass das Seil auf die

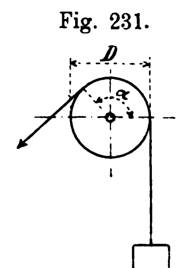
bereits aufgewickelten Ringe aufläuft, statt sich anzulegen. Erforderlichenfalls ist eine besondere Zuführungsrolle anzuordnen oder durch mehrfache Aufeinanderlagerung des Seiles auf der Trommel die Länge der Letzteren zu beschränken.

Für Aufzüge, bei denen das eine Seilende den Fahrstuhl, das andere Ende das Gegengewicht trägt, sodass der Reibung, welche am Umfange der nach Fig. 230 geformten Seilrolle entsteht, die Uebertragung der Kraft zufällt, ist $D > 32\,d$, wenn möglich nicht unter $40\,d$ zu nehmen, andernfalls giebt die bekannte Gleichung $S_1 = S_2\,e^{\mu\alpha}$[1] auch nicht angenähert zutreffende Resultate. Bei vorzüglichem Hanf kann dann genommen werden

$$P \leqq 100\,d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 421$$

Ist mit Bezugnahme auf Fig. 231

Fig. 231.



G_1 das an einem Seile hängende Gewicht des Fahrstuhles,
G_2 „ „ „ „ „ „ der grössten Last,
G die Grösse des Gegengewichts,
α der Umschlingungswinkel,

so muss zur Verhinderung des Gleitens des Seiles auf der Rolle sein,

a) wenn der Fahrstuhl nicht belastet ist,

$$G \leqq G_1\,e^{\mu\alpha}$$

b) wenn die grösste Last auf ihm liegt,

$$G_1 + G_2 \leqq G\,e^{\mu\alpha}.$$

Hieraus ergiebt sich

$$e^{2\mu\alpha} \geqq \frac{G_1 + G_2}{G_1},$$

$$\mu\alpha \geqq \frac{1}{2}\ln\left(1 + \frac{G_2}{G_1}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 422$$

In der Regel liegt G_1 zwischen $\frac{1}{2}\,G_2$ und $\frac{2}{3}\,G_2$.

Mit $G_1 = \frac{1}{2}\,G_2$ folgt

$$\mu\alpha \geqq \frac{1}{2}\ln 3 = \sim 0{,}55.$$

Der höchstens zulässige Werth von G beträgt

$$G = G_1\,e^{\mu\alpha} = G_1\sqrt{1 + \frac{G_2}{G_1}} \quad \ldots\ldots \quad 423$$

oder

$$G = G_1\,e^{0{,}55} = \sim \frac{7}{4}\,G_1.$$

Die Beziehungen 422 und 423 sind demnach zu beachten, sofern der Fahrstuhl unerwünschte Bewegungen nicht vollführen soll. Solchen Seilreibungsrollen giebt man wohl auch keilförmige Rillen, wie sie in Fig. 176, S. 273 dargestellt, sowie S. 284 und 285 besprochen worden sind.

Erfolgt das Heben des Fahrstuhles durch Riemen aus gutem Kernleder, so kann eine Belastung von 35 bis 40 kg/qcm gestattet werden. Hanfgurte können bei

[1]) Dieselbe folgt aus Gl. 263, S. 231, mit $\omega = \alpha$ und $v = 0$.

4 mm Stärke mit 70 bis 80 kg/qcm, bei 6 bis 8 mm Stärke mit 60 bis 70 kg/qcm tet werden.

Flache Hanfseile finden vorzugsweise Verwendung in Bergwerken zum Fördern.

II. Drahtseile mit Zubehör.

Die Drahtseile für Triebwerke und ihre Scheiben sind im vierten Abschnitt 57 u. f. besprochen, sodass sich das Nachstehende in der Hauptsache auf Seile ht, welche zum Heben von Lasten benützt werden.

I. Die Drahtseile.

Bezüglich der allgemeinen Beschaffenheit der Drahtseile darf auf das S. 267 268 Gesagte verwiesen werden; über Drahtprüfung siehe S. 44 u. f. Die gang- Abmessungen der Seile und ihre Zusammensetzung u. s. w. ergeben sich aus folgenden Zusammenstellungen.

Drahtseile

von Felten & Guilleaume, Carlswerk in Mülheim a. Rh.

Die angegebenen Bruchbelastungen der Seile sind die Summen der Bruch- ungen der einzelnen Drähte [1]).

[1]) Zugversuche mit ganzen Seilen weisen — wie zu erwarten steht — nach, dass die Summe uchbelastungen der Drähte eines Seiles grösser ist, als die Bruchbelastung des ganzen Seiles; st der Unterschied bei zweckmässiger Seilkonstruktion und nicht zu hartem Material nicht Soweit die dem Verfasser bekannten Zahlen reichen, pflegt der Unterschied 10% nicht zu hreiten, meist darunter zu bleiben.

Runde Förderseile.

Drahtdicke	Zahl der Drähte im Seile	Zahl der Hanfseelen im Seile	Durchmesser des Seiles	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast des Seiles in kg			
					aus Eisen od. Bessemerstahl	aus Patent-Gussstahldraht		
					mit einer Zugfestigkeit von			
mm			mm	kg	5500 kg	12000 kg	15000 kg	18000 kg
1,4	36	7	13	0,55	3050	6660	8330	9990
	42	1	13	0,65	3560	7760	9700	11640
	42	7	14	0,65	3560	7760	9700	11640
	49	1	14	0,75	4150	9050	11310	13580
	49	8	17	0,80	4150	9050	11310	13580
	56	8	18	0,95	4740	10340	12930	15510
	84	1	19	1,30	7110	15510	19390	23260
	96	7	21	1,40	8130	17730	22160	26590
	114	1	23	1,75	9650	21060	26320	31590
	133	1	25	2,00	11260	24570	30710	36850
1,6	36	7	15	0,70	3980	8690	10860	13040
	42	1	15	0.85	4640	10140	12670	15210
	42	7	17	0,85	4640	10140	12670	15210
	49	1	17	0,95	5420	11830	14790	17750
	49	8	19	1.00	5420	11830	14790	17750
	56	8	20	1,20	6190	13520	16900	20280
	84	1	22	1,70	9290	20280	25350	30420
	96	7	24	1,85	10620	23170	28960	34760
	114	1	26	2,25	12610	27500	34380	41250
	133	1	28	2,60	14710	32100	40120	48150
1,8	36	7	17	0,90	5040	11000	13750	16500
	42	1	17	1,05	5880	12820	16000	19230
	42	7	19	1,05	5880	12820	16000	19230
	49	1	19	1,25	6850	14960	18700	22440
	49	8	21	1,30	6850	14960	18700	22440
	56	8	23	1,50	7830	17100	21370	25650
	84	1	25	2,10	11750	25660	32100	38490
	96	7	27	2,30	13420	29320	36650	43980
	114	1	29	2,75	15970	34800	43500	52200
	133	1	31	3,25	18610	40600	50750	60900
2,0	36	7	19	1,10	6220	13570	16960	20350
	42	1	19	1,30	7250	15840	19800	23760
	42	7	21	1,30	7250	15840	19800	23760
	49	1	21	1,50	8460	18480	23100	27720
	49	8	24	1,55	8460	18480	23100	27720
	56	8	26	1,85	9670	21120	26400	31680
	84	1	27	2,60	14500	31680	39600	47500
	96	7	30	2,85	16570	36200	45250	54300
	114	1	32	3,40	19700	42990	53730	64480
	133	1	35	4,00	22960	50150	62690	75220
	162	1	38	5,40	27990	61070	76340	91600
	180	1	41	5,80	31100	67860	84830	101800
2,2	36	7	21	1,30	7530	16420	20530	24630
	42	1	21	1,55	8780	19170	23960	28750
	42	7	23	1,60	8780	19170	23960	28750
	49	1	23	1,85	10240	22350	27940	33530
	49	8	26	1,90	10240	22350	27940	33530
	56	8	28	2,25	11700	25540	31930	38310
	84	1	30	3,15	17550	38310	47890	57470
	96	7	33	3,45	20060	43780	54730	65670
	114	1	35	4,10	23830	52000	65000	78000
	133	1	38	4.80	27800	60660	75830	90990
	162	1	42	6.60	33870	73900	92380	110850
	180	1	45	7,00	37630	82100	102630	123150

Drahtdicke	Zahl der Drähte im Seile	Zahl der Hanfseelen im Seile	Durchmesser des Seiles	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast des Seiles in		
					aus Eisen od. Bessemerstahl	aus Patent-Guss draht	
					mit einer Zugfestigkeit		
mm			mm	kg	5500 kg	12000 kg	15000 kg
2,5	36	7	24	1,70	9720	21200	26500
	42	1	24	2,00	11340	24730	30910
	42	7	26	2,05	11340	24730	30910
	49	1	26	2,35	13230	28850	36060
	49	8	30	2.45	13230	28850	36060
	56	8	32	2.90	15120	32970	41210
	84	1	34	4.10	22680	49460	61830
	96	7	37	4,45	25920	56520	70650
	114	1	40	5,30	30780	67150	83940
	133	1	44	6,20	35910	78340	97930
	162	1	48	7,50	43740	95430	119290
	180	1	52	9,00	48600	106000	132500
2,8	36	7	26	2,10	12190	26600	33250
	42	1	26	2,50	14220	31030	38790
	42	7	29	2,55	14220	31030	38790
	49	1	29	3,00	16590	36200	45250
	49	8	33	3,10	16590	36200	45250
	56	8	35	3,65	18960	41370	51710
	84	1	38	5,10	28440	62060	77580
	96	7	42	5,60	32500	70930	88660
	114	1	45	6,70	38610	84240	105300
	133	1	49	7,80	45040	98280	122850
	162	1	53	10,60	54860	119700	149630
	180	1	58	11,30	60960	133000	166250
3,1	36	7	29	2,55	14940	32610	40760
	42	1	29	3,05	17430	38050	47560
	42	7	32	3,10	17430	38050	47560
	49	1	32	3,60	20340	44390	55490
	49	8	37	3,75	20340	44390	55490
	56	8	40	4,45	23240	50730	63410
	84	1	42	6,25	34860	76100	95130
	96	7	47	6,85	39840	86970	108710
	114	1	50	8,20	47320	103250	129060
	133	1	55	9,60	55210	120560	150700
	162	1	59	13,00	67250	146730	183410
	180	1	64	13,80	74720	163060	203830
3,4	36	7	32	3,10	17980	39220	49030
	42	1	32	3,70	20980	45760	57200
	42	7	35	3,75	20980	45760	57200
	49	1	35	4.35	24480	53380	66730
	49	8	41	4,50	24480	53380	66730
	56	8	44	5,40	27970	61000	76250
	84	1	46	7,50	41960	91500	114380
	96	7	51	8,25	47950	104570	130710
	114	1	54	10,00	56930	124180	155220
	133	1	60	11,50	66420	144880	181100
	162	1	65	15,70	80900	176480	220600
	180	1	70	16,60	89890	196100	245120

Flache Förderseile.

Drahtdicke	Zahl der Drähte im Seile	Breite des Seiles	Dicke des Seiles	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast des Seiles in kg: aus Eisen oder Bessemerstahl	aus Patent-Gussstahldraht		
					mit einer Zugfestigkeit von			
mm		mm	mm	kg	5500 kg	12000 kg	15000 kg	18000 kg
1,0	120	38	9	1,00	5200	11300	14100	16950
	144	44	10	1,15	6240	13560	16950	20350
	168	46	11	1,35	7280	15820	19800	23750
	192	50	12	1,50	8320	18100	22600	27150
1,2	120	46	11	1,35	7460	16300	20350	24450
	144	51	12	1,65	8950	19560	24450	29350
	168	55	13	1,90	10440	22820	28500	34200
	192	60	14	2,30	11930	26080	32600	39100
1,4	120	53	13	1,90	10160	22170	27700	33250
	144	60	14	2,25	12190	26600	33250	39900
	168	64	15	2,60	14220	31000	38750	46500
	192	70	16	3,20	16250	35430	44300	53150
1,6	120	61	15	2,50	13270	28950	36200	43450
	144	68	16	2,90	15920	34800	43450	52200
	168	73	17	3,40	18570	40600	50700	60900
	192	80	18	4,00	21220	46300	57900	69500
1,8	120	68	16	3,10	16800	36600	45750	54900
	144	77	18	3,70	20150	43920	54900	65880
	168	82	19	4,30	23510	51240	64050	76860
	192	93	20	5,15	26870	58560	73200	87840
	224	110	19	5,70	31350	68320	85400	102480
	256	124	20	6,90	35830	78080	97600	117120
	288	135	24	7,70	40300	87840	109800	131760
	320	150	25	8,50	44780	97600	122000	146400
2,0	120	76	18	3,80	20730	45240	56500	67860
	144	85	20	4,55	24880	54300	67800	81450
	168	91	22	5,30	29020	63350	79100	95000
	192	104	23	6,35	33170	72400	90500	108600
	224	120	22	7,10	38700	84460	105600	126700
	256	138	23	8,50	44230	96520	120650	144800
	288	150	26	9,50	49760	108580	135700	162870
	320	165	28	10,60	55300	120640	150800	180960

Kabelseile.

Drahtdicke	Seildurchmesser	Zahl der Drähte im Seile	Gewicht von 1 m Seil	Bruchfestigkeit des Seiles in kg: wenn aus gegl. Eisen- oder Bessemerdraht	wenn aus Patent-Gussstahldraht mit einer Zugfestigkeit von	
mm	mm		kg		9000 kg	12000 kg
1,0	20	120	0,90	3770	8500	11300
	22	144	1,10	4520	10200	13560
	25	210	1,70	6600	14850	19800
	28	252	2,20	7900	17800	23700
	32	294	2,70	9200	20700	27600
1,2	24	120	1,40	5430	12220	16300
	27	144	2,00	6520	14670	19560
	31	210	3,00	9500	21380	28500
	35	252	3,60	11400	25650	34200
	38	294	4,20	13300	29900	39900
1,4	28	120	2,00	7390	16630	22170
	32	144	2,70	8870	19950	26610
	36	210	3,80	12930	29100	38800
	40	252	4,70	15500	34900	46500
	45	294	5,50	18100	40700	54300
1,6	32	120	2,50	9650	21700	28950
	36	144	3,40	11600	26100	34800
	41	210	4,60	16900	38000	50700
	46	252	5,75	20300	45650	60900
	51	294	7,00	23650	53200	70950
1,8	36	120	3,20	12200	27450	36600
	40	144	4,10	14640	32940	43920
	46	210	5,80	21350	48040	64050
	51	252	7,30	25620	57650	76860
	57	294	9,00	29890	67250	89670
2,0	40	120	3,90	15080	33930	45240
	45	144	4,80	18100	40720	54300
	51	210	7,00	26400	59400	79200
	57	252	8,70	31700	71300	95000
	63	294	11,50	36950	83140	110850

Die flachen Drahtseile werden aus runden, neben einander gelegten Seilen hergestellt, welche durch Nähen verbunden sind. Ihr Vorzug besteht in der grösseren Biegsamkeit verglichen mit runden Seilen von dem gleichen Querschnitt, ihr Nachtheil darin, dass die einzelnen Seile ungleich grossen Dehnungskoeffizienten besitzen und daher auch ungleich grosse Beanspruchung erfahren, infolgedessen die ursprünglich gerade Bandachse in eine Kurve überzugehen pflegt. Die hiermit verknüpfte ungleichförmige Abnützung bewirkt eine Verminderung der Dauer der flachen Seile.

Patent-Gussstahldraht-Aufzugseile

für grössere Trommeldurchmesser

Durchmesser der Windentrommel	Bruchlast des Seiles	Seildicke	Zahl der Drähte im Seile	Dicke der Drähte im Seile	Ungef. Gewicht von 1 m Seil
mm	kg	mm	Stück	mm	kg
500	3990	9	42	1,0	0,32
	4655	10	49	1,0	0,37
	6840	12	72	1,0	0,54
	7980	13	84	1,0	0,63
	9120	15	96	1,0	0,72
	10830	16	114	1,0	0,86
550 bis 600	4790	10	42	1,1	0,38
	5590	11	49	1,1	0,44
	8210	13	72	1,1	0,65
	9580	14	84	1,1	0,76
	10945	16	96	1,1	0,87
	13000	17	114	1,1	1,03
650 bis 700	5710	11	42	1,2	0,45
	6665	13	49	1,2	0,53
	9790	15	72	1,2	0,78
	11425	16	84	1,2	0,91
	13060	18	96	1,2	1,04
	15500	19	114	1,2	1,13
750 bis 800	6720	12	42	1,3	0,52
	7840	14	49	1,3	0,62
	11520	16	72	1,3	0,91
	13440	17	84	1,3	1,07
	15360	19	96	1,3	1,22
	18240	20	114	1,3	1,45
900 bis 1000	7770	13	42	1,4	0,62
	9065	15	49	1,4	0,72
	13320	17	72	1,4	1,06
	15540	19	84	1,4	1,23
	17760	21	96	1,4	1,41
	21090	22	114	1,4	1,68
1000 bis 1250	8900	14	42	1,5	0,71
	10390	16	49	1,5	0,83
	15265	19	72	1,5	1,22
	17810	20	84	1,5	1,42
	20350	22	96	1,5	1,62
	24170	23	114	1,5	1,92
1250 bis 1500	10120	15	42	1,6	0,81
	11810	17	49	1,6	0,94
	17350	20	72	1,6	1,38
	20245	21	84	1,6	1,61
	23140	24	96	1,6	1,84
	27475	25	114	1,6	2,19

für kleinere Trommeldurchmesser

Durchmesser der Windentrommel	Bruchlast des Seiles	Seildicke	Zahl der Drähte im Seile	Dicke der Drähte im Seile	Ungef. Gewicht von 1 m Seil
mm	kg	mm	Stück	mm	kg
250	2300	9	96	0,5	0,18
	2880	10	120	0,5	0,23
	3460	11	144	0,5	0,27
	4030	12	168	0,5	0,32
	5040	13	210	0,5	0,39
	6050	14	252	0,5	0,48
250 bis 300	3260	10	96	0,6	0,25
	4080	12	120	0,6	0,32
	4900	13	144	0,6	0,39
	5710	14,5	168	0,6	0,45
	7140	16	210	0,6	0,58
	8570	17,5	252	0,6	0,68
300 bis 350	4410	13	96	0,7	0,34
	5520	15	120	0,7	0,44
	6625	16	144	0,7	0,53
	7730	17	168	0,7	0,62
	9660	18	210	0,7	0,77
	11590	20	252	0,7	0,93
350 bis 400	5760	14	96	0,8	0,44
	7200	16	120	0,8	0,58
	8640	17,5	144	0,8	0,69
	10080	19	168	0,8	0,81
	12600	20,5	210	0,8	1,01
	15120	22	252	0,8	1,21
400 bis 450	7390	16	96	0,9	0,56
	9240	18	120	0,9	0,73
	11090	19	144	0,9	0,87
	12935	21	168	0,9	1,02
	16170	23	210	0,9	1,28
	19400	25	252	0,9	1,53
450 bis 500	9120	18	96	1,0	0,70
	11400	20	120	1,0	0,90
	13680	22	144	1,0	1,08
	15960	24	168	1,0	1,26
	19950	26	210	1,0	1,58
	23940	28	252	1,0	1,89
500 bis 600	13050	20	96	1,2	1,00
	16320	24	120	1,2	1,25
	19580	27	144	1,2	1,50
	22840	29	168	1,2	1,75
	28560	31	210	1,2	2,1[illegible]
	34270	35	252	1,2	2,6[illegible]

Haspelseile.

Drahtdicke mm	Seildurchmesser mm	Zahl der Drähte im Seile	Zahl der Hanfseelen im Seile	Gewicht von 1 m Seil kg	Bruchfestigkeit des Seiles in kg: wenn aus gegl. Eisen- oder Bessemerdraht	wenn aus Patent-Gussstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 9000 kg	12000 kg	Drahtdicke mm	Seildurchmesser mm	Zahl der Drähte im Seile	Zahl der Hanfseelen im Seile	Gewicht von 1 m Seil kg	Bruchfestigkeit des Seiles in kg: wenn aus gegl. Eisen- oder Bessemerdraht	wenn aus Patent-Gussstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 9000 kg	12000 kg
1,0	7,0	24	1	0,20	755	1700	2260	1,2	8,0	24	1	0,28	1085	2440	3260
	8,0	28	1	0,24	880	1980	2640		9,0	28	1	0,33	1270	2850	3810
	8,5	35	1	0,30	1100	2475	3300		10,0	35	1	0,40	1585	3565	4760
	9,0	42	1	0,34	1320	2970	3960		11,0	42	1	0,48	1900	4275	5700
	10,0	42	7	0,37	1320	2970	3960		12,0	42	7	0,50	1900	4275	5700
	11,0	49	1	0,40	1540	3465	4620		13,0	49	1	0,57	2215	4990	6650
	12,0	49	8	0,42	1540	3465	4620		14,0	49	8	0,65	2215	4990	6650
	13,0	56	8	0,48	1760	3960	5280		15,0	56	8	0,75	2530	5700	7590

Krahn-Drahtseile

von Th. & W. Smith, Filiale Magdeburg-Sudenburg.

Material: Englischer Tiegelgussstahldraht ($K_z = 13500$ kg).

Konstruktion A, biegsam. 6 Litzen zu je 12 Drähten, 7 Hanfseelen.					Konstruktion B, besonders biegsam. 6 Litzen zu je 24 Drähten, 7 Hanfseelen.					Konstruktion C, ganz besonders biegsam. 6 Litzen zu je 31 Drähten, 7 Hanfseelen.				
Seil-durchmesser mm	Gewicht von 1 m Seil kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg	Kleinster Aufwickelungsdurchmesser mm	Seil-durchmesser mm	Gewicht von 1 m Seil kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg	Kleinster Aufwickelungsdurchmesser mm	Seil-durchmesser mm	Gewicht von 1 m Seil kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg	Kleinster Aufwickelungsdurchmesser mm
8	0,17	0,53	2 130	32	8	0,23	0,44	2 950	26	8	0,21	0,38	2 700	19
10	0,26	0,66	3 300	49	10	0,35	0,55	4 620	39	10	0,33	0,47	4 170	29
12	0,38	0,80	4 770	71	12	0,51	0,66	6 650	57	12	0,47	0,57	6 000	43
14	0,51	0,93	6 500	96	14	0,69	0,78	9 050	78	14	0,64	0,66	8 150	58
6	0,66	1,06	8 500	126	16	0,90	0,89	11 900	102	16	0,83	0,76	10 650	76
8	0,83	1,20	10 650	160	18	1,13	1,00	14 900	128	18	1,06	0,85	13 450	96
0	1,00	1,33	13 200	198	20	1,39	1,11	18 500	158	20	1,29	0,95	16 650	120
2	1,24	1,46	16 000	238	22	1,69	1,22	22 350	190	22	1,57	1,04	20 100	145
4	1,49	1,60	19 050	285	24	2,00	1,33	26 600	228	24	1,86	1,14	23 900	171
[illegible]	1,74	1,73	22 350	335	26	2,36	1,44	31 200	266	26	2,19	1,23	28 000	200
[illegible]	2,00	1,86	25 900	387	28	2,73	1,55	36 000	310	28	2,53	1,33	32 500	234
[illegible]	2,31	2,00	29 700	445	30	3,13	1,66	41 600	355	30	2,91	1,42	37 600	265
[illegible]	2,63	2,13	33 780	510	32	3,58	1,78	47 200	405	32	3,30	1,52	42 700	305
[illegible]	2,98	2,26	38 100	570	34	4,00	1,88	53 300	455	34	3,72	1,62	48 200	345
[illegible]	3,33	2,40	42 700	635	36	4,52	2,00	60 000	510	36	4,22	1,71	53 900	386
[illegible]	3,75	2,53	47 750	700	38	5,00	2,11	66 500	570	38	4,67	1,81	60 000	427
[illegible]	4,10	2,66	52 800	785	40	5,58	2,22	74 100	635	40	5,21	1,90	66 000	477
[illegible]	4,52	2,80	58 400	875	42	6,10	2,32	81 300	700	42	5,71	2,00	73 100	525
[illegible]	4,96	2,93	64 000	952	44	6,70	2,45	89 400	760	44	6,20	2,11	80 300	570
[illegible]	5,46	3,06	70 100	1040	46	7,32	2,55	97 500	840	46	6,82	2,22	88 400	625
[illegible]	5,96	3,20	76 200	1145	48	8,00	2,66	106 700	915	48	7,44	2,33	95 500	685

Material: Englischer Pflugstahldraht ($K_z = 18\,000$ kg).

Konstruktion D, biegsam. 6 Litzen zu je 10 Drähten, 1 Hanfseele.				
Seil-durchmesser mm	Gewicht von 1 m Seil kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg	Kleinster Aufwickelungs-durchmesser mm
8	0,24	0,53	4 270	51
9	0,30	0,60	5 380	63
10	0,38	0,66	6 600	79
11	0,45	0,73	8 130	97
12	0,52	0,80	9 650	114
13	0,62	0,86	11 900	135
14	0,72	0,93	13 000	155
15	0,82	1,00	15 000	177
16	0,95	1,06	17 000	205
17	1,07	1,13	19 300	230
18	1.19	1,20	21 600	255
19	1,32	1,26	23 900	285
20	1,47	1,33	26 400	315
21	1,62	1,40	29 500	348
22	1,79	1,46	32 000	380
23	1,94	1,53	35 000	415
24	2,11	1,60	38 600	460
26	2,43	1,73	44 700	535
28	2,86	1,86	51 800	625
30	3,28	2,00	60 000	710
32	3,72	2,13	68 100	815
34	4.22	2,26	76 200	915
36	4.72	2.40	86 300	1 030
38	5.21	2,53	95 500	1 145
40	5,83	2,66	106 700	1 270
42	6,45	2,80	116 800	1 400
44	7.07	2.93	127 500	1 525
46	7,69	3.06	139 000	1 675
48	8,44	3,20	152 000	1 830

Konstruktion E, besonders biegsam. 6 Litzen zu je 31 Drähten, 1 Hanfseele.				
Seil-durchmesser mm	Gewicht von 1 m Seil kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg	Kleinster Aufwickelungs-durchmesser mm
8	0,24	0,44 0,29	4 270	38
9	0,30	0,50 0,33	5 380	48
10	0,38	0,55 0,36	6 600	60
11	0,45	0,61 0,40	8 130	72
12	0,52	0,66 0,44	9 650	87
13	0,62	0,72 0,48	11 900	100
14	0,72	0,78 0,52	13 000	117
15	0,82	0,83 0,55	15 000	135
16	0,95	0,89 0,60	17 000	152
17	1,07	0,94 0,62	19 300	173
18	1,19	1,00 0,66	21 600	193
19	1,32	1,05 0,70	23 900	214
20	1,47	1,11 0,74	26 400	240
21	1,62	1,16 0,77	29 500	263
22	1,79	1.22 0,81	32 000	287
23	1.94	1,27 0,84	35 000	313
24	2,11	1,33 0,88	38 600	342
26	2,43	1,44 0,96	44 700	400
28	2,86	1,55 1,03	51 800	465
30	3,28	1,66 1,10	60 000	535
32	3,72	1,78 1,18	68 100	610
34	4,22	1,88 1,25	76 200	685
36	4,72	2,00 1,33	86 300	775
38	5.21	2,11 1,40	95 500	865
40	5,83	2,22 1,48	106 700	885
42	6,45	2.33 1,54	116 800	1 050
44	7.07	2,44 1,63	127 500	1 150
46	7,69	2,55 1,79	139 000	1 260
48	8,44	2.66 1,87	152 000	1 375

Konstruktion F, ganz besonders biegsam. 6 Litzen zu je 37 Drähten, 1 Hanfseele.				
Seil-durchmesser mm	Gewicht von 1 m Seil kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg	Kleinster Aufwickelungs-durchmesser mm
8	0,24	0,38	4 270	26
9	0,30	0,42	5 380	32
10	0,38	0,47	6 600	40
11	0,45	0,52	8 130	49
12	0,52	0,57	9 650	57
13	0,62	0,62	11 900	67
14	0,72	0,66	13 000	77
15	0,82	0,71	15 000	89
16	0,95	0,76	17 000	103
17	1,07	0,80	19 300	115
18	1,19	0,85	21 600	128
19	1,32	0,90	23 900	142
20	1,47	0,95	26 400	158
21	1,62	1,00	29 500	174
22	1,79	1,04	32 000	190
23	1,94	1,09	35 000	208
24	2,11	1,14	38 600	228
26	2,43	1,23	44 700	267
28	2,86	1,33	51 800	313
30	3,28	1,42	60 000	350
32	3,72	1,52	68 100	408
34	4,22	1,62	76 200	460
36	4,72	1,71	86 300	515
38	5,21	1,81	95 500	573
40	5,83	1,90	106 700	635
42	6,45	2,00	116 800	700
44	7,07	2,11	127 500	765
46	7,69	2,22	139 000	840
48	8,44	2,33	152 000	915

Die Berechnung der Seile erfolgt nach Massgabe des S. 274 u. f. Erörterten. Bedeutet

S die auf das Seil in dem am stärksten beanspruchten Querschnitt wirkende Zugkraft in kg,
D den Durchmesser der Seilscheibe in cm,
d „ „ des Seiles „ „
δ „ „ der Seildrähte „ „
i die Anzahl „ „

α den Dehnungskoeffizienten des Drahtmaterials (derselbe ist bedeutend kleiner wie derjenige des ganzen Seiles, vergl. u. A. Fussbemerkung S. 277 oder des Verfassers Versuche, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 241 u. f.),

so gilt für die Gesammtanstrengung

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2} + \frac{3}{8}\frac{1}{\alpha}\frac{\delta}{D} \leqq k_z$$

und mit dem Werthe $\alpha = \frac{1}{2\,150\,000}$ abgerundet

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2} + 800\,000\frac{\delta}{D} \leqq k_z \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 424$$

Unter Voraussetzung zweckmässiger Seilkonstruktion und vorzüglichen, insbesondere ausreichend zähen Materials (vergl. S. 46) werde als zulässige Anstrengung k_z gestattet

für Seile aus Eisendraht bis höchstens 1500 kg,
„ „ „ Gussstahldraht „ „ 2000 „

sofern es sich auch um Menschenförderung handelt,

für Seile aus Gussstahldraht bis höchstens 3000 „

sofern nur todte Lasten gehoben werden und überdies die Höchstlast nur selten und dann mit der nöthigen Vorsicht zur Hebung gelangt.

Wenn möglich, so bleibt man unter diesen Anstrengungen, namentlich wird dies dann nothwendig, wenn es sich nicht vermeiden lässt, dass das Seil abwechselnd nach der einen oder anderen Seite gebogen wird (vergl. Fussbemerkung S. 261). Gegenüber dem Bestreben, noch über die angegebenen Werthe hinauszugehen, ist hervorzuheben, dass bei diesen Anstrengungen die sonst allgemein höchstens für zulässig erachteten Inanspruchnahmen der Materialien bereits überschritten sind, was von um so grösserer Bedeutung erscheint, als in der Regel für die Zugkraft S nur die statisch wirkende Belastung des Seiles gesetzt, also die Erhöhung der Beanspruchung beim Anheben (Beschleunigung der zu hebenden Massen) vernachlässigt zu werden pflegt [1]).

Der Durchmesser der Rollen und Trommeln soll möglichst gross gehalten werden.

Für Förderseile sucht man, womöglich

$$D \geqq 1000\,\delta \text{ oder } \delta \geqq \frac{D}{1000} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 425$$

zu wählen; nur gezwungen geht man bis $D = 500\,\delta$. Bei gleichem Drahtdurchmesser δ empfiehlt es sich, mit D um so höher zu gehen, je grösser die Seilstärke d, je weniger biegsam das Seil infolge seiner Konstruktion ist. So bleibt man — unter

[1]) Bei Beurtheilung von ausgeführten Anlagen, die sich bewährt haben, und die für Höchstlasten berechnet sind, bei deren Wirken die für k_z gegebenen Werthe erheblich überschritten werden, darf niemals die Frage ungestellt bleiben: ist diese Höchstlast thatsächlich gehoben worden und zutreffendenfalls wie oft?

Beachtung der Beziehung 425 — gern mit D über 100 d und geht nur nothgedrungen bis auf 70 d herab.

Bei den Kabelseilen (S. 405) gestatten Felten & Guilleaume

$$D \geqq 400\,\delta.$$

Für Aufzugseile (S. 406) wird gewählt

$$D \geqq 500\,\delta$$

bei D herab bis auf 18 d[1]).

Für die Krahnseile (S. 407 und 408) wird D unter Umständen noch kleiner gewählt, doch empfiehlt es sich trotz der ausserordentlichen Biegsamkeit dieser Seile (jedenfalls bei starker Benützung und mehrfacher Seilablenkung) nicht, mit D so weit nach unten zu gehen, als es die Firma Th. & W. Smith in ihren Listen (S. 407 und 408) angiebt.

Für Seile, welche starker Abnützung unterworfen sind, dürfen die Drähte nicht zu schwach gewählt werden. Sind sie Witterungseinflüssen oder gar der Einwirkung saurer Grubenwässer ausgesetzt, so sind verzinkte oder auch verbleite Drähte zu verwenden und jedenfalls bei der zuletzt erwähnten Einwirkung ihre Stärke nicht zu gering zu nehmen. Hinsichtlich der Schmierung gilt das auf S. 269 Bemerkte.

Bedeutet im Falle senkrechter Lage des Seiles

Q das zu hebende Gewicht,

l die grösste Länge des senkrecht hängenden Seilstückes in Meter,

so ist die grösste Zugkraft

$$S = Q + q\,l = Q + \beta\, i\, \delta^2\, l, \qquad 426$$

worin angenähert

$$\beta = 0{,}75 \text{ bis } 0{,}8.$$

Bei Förderung aus grossen Tiefen wird die Beanspruchung durch das Eigengewicht $q\,l$ des Seiles eine ganz bedeutende, diejenige durch die Last Q mehrfach überschreitende. Daraus folgt, dass, während das prismatische Seil da, wo es die Trommel (den Korb) verlässt, voll beansprucht wird, seine Festigkeit da, wo es mit der Last verbunden ist, nur zu einem Bruchtheile Ausnützung erfährt. Dementsprechend könnte das Seil unten schwächer sein als oben: es wäre eigentlich als Körper gleicher Festigkeit zu konstruiren (Gl. 14, S. 7). Das ist auch ausgeführt worden in der Weise, dass man die Anzahl der Drähte des Seiles von oben nach unten abnehmen lässt oder unter Beibehaltung der Zahl der Drähte unten schwächere anordnet als oben. Auf der Breslauer Ausstellung 1881 war von A. Deichsel in Zabrze ein verjüngtes Förderseil aus konischem Draht ausgestellt[2]). In Bezug auf solche Seile bemerken Felten & Guilleaume: „Verjüngte Förderseile, welche wir auch anfertigen, haben sich — obschon theoretisch sehr rationell — in der Praxis weniger gut bewährt als cylindrische Seile. Man ist daher in neuerer Zeit von ihrer Verwendung abgekommen, namentlich auch, seitdem Gussstahl-Seildrähte von hoher Tragfähigkeit zur Verfügung stehen" u. s. w.

---

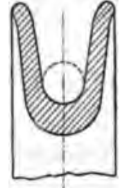
[1]) Vergl. beispielsweise die Ausführungen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 710 u. s. f.: $\delta = 1$ mm, $i = 373$, $d = 35$ mm, $D = 450$ bis 550 mm, 1887, S. 371 u. f.: gleiches Seil, jedoch $D = 650$ mm.

[2]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1881, S. 499.

2. Die Rollen und Trommeln.

Die Form der Rillen in den Scheiben kann nach Fig. 232 ausgeführt werden. e Ausfütterung pflegt nicht stattzuhaben, dagegen sauberes Ausdrehen. Die Tiefe d hier gleich dem $2^1/_2$- bis 3fachen des Seildurchmessers genommen, genügende Sicherheit gegen Verlassen der Rille seitens des Seiles erhalten. Im Interesse der Schonung des Seiles soll der Grund Seilumfang mit einem nur kleinen Spielraum umschliessen, auch 1 scharfe Kanten, mit denen das Seil in Berührung kommen könnte, vermeiden.

Fig. 232.



Bezüglich der sonstigen Konstruktion darf auf das S. 284 und 285 merkte verwiesen werden. Nur ist hier noch der Einfluss der Verlerlichkeit der Geschwindigkeit des Förderseiles zu beachten.

Je grösser die lebendige Kraft ist, welche die Rolle in sich aufgespeichert ent-t, um so bedeutender muss das Gleiten zwischen ihr und dem Seil und damit die nützung des Letzteren bei eintretender Geschwindigkeitsänderung ausfallen. Daraus gt, dass das Trägheitsmoment, also auch das Gewicht der Rolle möglichst gering halten ist.

Zur Sicherung des richtigen Auflaufens soll die Entfernung der Achsen der ommeln und Scheiben mindestens das 25- bis 30fache der Trommellänge betragen; orderlichen Falles ist die Scheibe achsial verschiebbar zu machen in der Weise, ss die Zapfen der Achse entsprechend länger als die Lager gewählt werden.

Näheres über Fördertrommeln oder Treibkörbe, welche behufs Schonung der ile oft mit Holzbelag ausgeführt werden, gehört in Sonderwerke über Hebezeuge, besondere Fördermaschinen.

III. Ketten, deren Rollen, Trommeln und Haken.

I. Die Ketten.

Die Form der gewöhnlichen Ketten zeigen die Fig. 233 und 234, und zwar)t die Fig. 233 die kurz- und Fig. 234 die langgliedrige Kette. Die Erstere beweglicher, beim Aufwickeln auf eine Trommel oder beim Umschlingen einer eibe weniger auf Biegung angestrengt (Fig. 235)[1], dagegen theurer als die Letztere. e findet daher Verwendung, wo sie über kleine Rollen läuft, oder auf verhältnissig kleine Trommeln aufzuwickeln ist, diese da, wo die Anforderungen an Beweg-keit in zweiter und der Preis in erster Linie stehen.

Die Festigkeit der Kette wird erhöht durch Einsetzen eines Steges in Rich-g der kleinen Achse. Dann entsteht die Stegkette Fig. 236, deren Glieder

---

[1]) Um diese Biegungsanstrengung herabzuziehen und die Anwendung kleinerer Rollen oder ameln zu ermöglichen, formt C. Hoppe die Kettenglieder (entweder alle oder nur die flach iegenden) so, dass die Auflagerung von der Mitte *a* des Gliedes nach den Enden hin rückt.). R.-P. Nr. 48417 vom 23. Dez. 1888 wird dies durch Abflachung der Glieder in der Mitte, im .-P. Nr. 50144 vom gleichen Tage durch Anbringung von Erhöhungen an den Gliedern gegen Ende hin angestrebt.

Fig. 233.

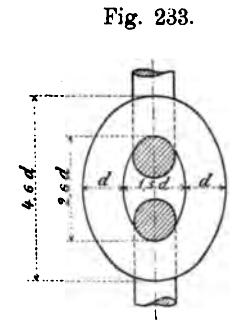
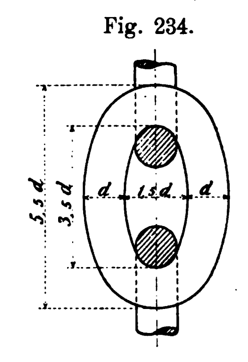


Fig. 234.



sich weniger leicht verwirren und welche deshalb vorzugsweise zu Ankerketten benützt wird.

In Bezug auf Herstellung, Prüfung und Belastung von Ketten macht Gutehoffnungshütte, Aktienverein für Bergbau und Hüttenbetrieb in Oberhausen, die folgenden Angaben.

„Zur Herstellung dünner Ketten, 6—18 mm Gliederstärke, wird das vom Walzwerk in richtiger Stärke angelieferte Eisen auf dem Ambos an einem feststehenden Anschlagmass gezeichnet und abgehauen. Das dergestalt auf richtige Länge gebrachte Eisen wird warm in die Form Fig. 237 gebogen, sodann werden die Enden wie bei Fig. 238 zugeschärft, und in derselben Hitze, nachdem das Glied mit einem früheren zusammengesteckt ist, in die fertige Form Fig. 239 gebracht. Hierauf findet die Schweissung statt, bei welcher auf besonders sorgfältige Bearbeitung zu achten ist, da der Werth einer Kette durch einen einzigen Schweissfehler völlig verloren gehen kann. Die angegebene Schweissung, wie sie so ziemlich bei allen dünneren Ketten zur Anwendung kommt, wird Kopfschweisse genannt[1]), zum Unterschiede gegen Seitenschweisse, die namentlich für stärkere Ketten zur Ausführung gelangt.

Fig. 235.

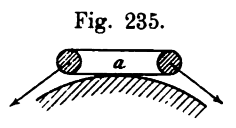


Fig. 236.

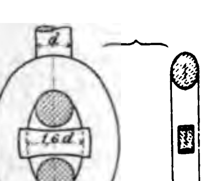
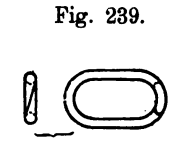
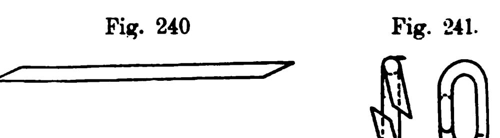


Fig. 237. Fig. 238. Fig. 239.



Dickere Ketten werden hergestellt, indem von vornherein das Eisen schräg vom Stab unter der Dampfscheere abgeschnitten und warm mittelst einer Biegemaschine in die richtige Form gebracht wird, Fig. 240 und 241. Nach Verbindung mit dem vorhergehenden Gliede findet die Schweissung statt, und zwar kommt durchweg die vorhin erwähnte Seitenschweisse zur Anwendung.

Fig. 240 Fig. 241.



Ist eine Kette von der gewünschten Länge hergestellt, oder eine solche von etwas grösserer Länge, so findet die Erprobung statt, für welche eine nach den Vorschriften der kaiserlichen Marine hergestellte, hydraulisch betriebene Maschine von 30 m Länge vorhanden ist.

---

[1]) Die Dauer einer solchen Kette kann (s. Harttung, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 879) wesentlich erhöht werden, wenn bei der Herstellung darauf geachtet wird, dass die harten Schweissstellen (an den Köpfen) nur mit Schweissstellen, und die weichen gebogenen Enden nur unter sich in Berührung kommen.

3 bis 5 Glieder eines beliebigen Kettenendes werden abgehauen und für sich auf Zugfestigkeit erprobt, d. h. zerrissen. Die Werthe, welche die Kette mindestens halten soll, sind in den Zusammenstellungen angegeben.

Hat die Kette dieser Bedingung genügt, so wird sie der in den Zusammenstellungen aufgeführten Probebelastung in ihrer ganzen Länge unterzogen, bei längeren Ketten immer in Längen von 25 ^{m}. Unter dieser Probebelastung darf die Kette keine nennenswerthe bleibende Veränderung erfahren.

Adjustirte Ketten werden vor der Prüfung mittelst genauer Schablone auf ihre einzelnen Abmessungen geprüft, und zwar wird jedes einzelne Glied genau gemessen und durch Nacharbeiten auf das richtige Mass gebracht.

Ketten bis 14 ^{mm} Gliederstärke werden gewöhnlich durch einen Kettenschmied ohne Zuschläger, solche von 14—33 ^{mm} mit einem, über 33 ^{mm} mit zwei Zuschlägern angefertigt. Die Leistung eines Arbeiters schwankt zwischen 5 und 10 Meter in 10stündiger Schicht.

Verwendung finden Ketten hauptsächlich als:

I. Kurzgliedrige Krahnketten, Takelageketten, ohne Steg,
II. Langgliedrige Feuerschiffketten, ohne Steg,
III. Ankerketten, mit Steg,
IV. Tonnenketten, ohne Steg,
V. Förderketten, ohne Steg.

Je nach dieser Verwendung ist die Form der Glieder verschieden. Nachstehende Verhältnisszahlen geben Aufschluss über Gliederlänge, Gliederbreite und Gliederstärke.

Zu	I:	Länge	4,6 d,	Breite	3,4 d,
„	II:	„	6 d,	„	3,4 d,
„	III:	„	6 d,	„	3,6 d,
„	IV:	„	10 d,	„	5,5 d,
„	V:	„	3,5 d,	„	3,5 d.

Ebenso wie die Abmessungen ist auch die zulässige Belastung je nach der Verwendung verschieden, und beträgt dieselbe beispielsweise bei Krahnketten etwa 636 ^{kg}, bei Ankerketten 954 ^{kg} auf das Quadratcentimeter der beiden Querschnitte $2 \frac{\pi}{4} d^2$. Die Probebelastung beläuft sich für Ketten unter I, II und V auf 1350 ^{kg}, für solche unter III auf 1800 ^{kg}, für IV auf 400 $^{kg}/_{qcm}$. Die Bruchbelastung darf für die Ketten I, II und V nicht unter 2400 ^{kg}, für III nicht unter 2700 ^{kg} und für IV nicht unter 1800 $^{kg}/_{qcm}$ betragen.

Das zur Verwendung kommende Ketteneisen hat eine Festigkeit von 3500 bis 3600 $^{kg}/_{qcm}$ und eine Dehnung von 12—20 %, an einem Probestab von 200 ^{mm} cylindrischer Länge gemessen."

Zusammenstellung

über die Belastung von Ketten nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd.

Stärke der Kette	Ankerketten mit Steg		Krahnketten u. s. w. ohne Steg		Stärke der Kette	Ankerketten mit Steg		Krahnketten u. s. w. ohne Steg	
	Geringste Bruchbelastung eines dreiglied. Kettenstückes	Probebelastung der ganzen Kette	Geringste Bruchbelastung eines dreiglied. Kettenstückes	Probebelastung der ganzen Kette		Geringste Bruchbelastung eines dreiglied. Kettenstückes	Probebelastung der ganzen Kette	Geringste Bruchbelastung eines dreiglied. Kettenstückes	Probebelastung der ganzen Kette
mm	kg	kg	kg	kg	mm	kg	kg	kg	kg
11	5 146	3 431	4 574	2 287	39	60 375	43 125	57 500	28 750
12	6 124	4 083	5 444	2 722	40	63 511	45 365	60 486	30 243
13	7 187	4 792	6 389	3 194	41	66 725	47 661	63 548	31 774
14	8 336	5 557	7 410	3 705	42	70 020	50 014	66 686	33 343
15	9 569	6 379	8 506	4 253	43	73 394	52 424	69 899	34 950
16	10 887	7 258	9 678	4 839	44	76 848	54 891	73 188	36 594
17	12 291	8 194	10 925	5 463	45	80 380	57 415	76 553	38 276
18	13 379	9 186	12 248	6 124	46	83 992	59 995	79 993	39 996
19	15 353	10 235	13 647	6 823	47	87 684	62 631	83 508	41 754
20	17 012	11 341	15 122	7 561	48	91 455	65 325	87 100	43 550
21	18 755	12 504	16 672	8 336	49	95 305	68 075	90 766	45 383
22	20 584	13 723	18 297	9 149	50	99 235	70 882	94 510	47 255
23	22 498	14 999	19 998	9 999	51	103 224	73 746	98 328	49 164
24	24 497	16 331	21 775	10 888	52	107 333	76 666	102 222	51 111
25	26 581	17 721	23 627	11 814	53	111 400	79 643	106 191	53 095
26	28 749	19 166	25 555	12 778	54	115 748	82 677	110 236	55 118
27	31 003	20 669	27 559	13 779	55	120 074	85 767	114 357	57 178
28	33 343	22 229	29 638	14 819	56	124 481	88 915	118 553	59 276
29	35 767	23 845	31 793	15 897	57	128 966	92 119	122 825	61 412
30	38 276	25 518	34 023	17 012	58	133 531	95 379	127 172	63 586
31	40 871	27 247	36 329	18 165	59	138 175	98 696	131 595	65 798
32	43 577	29 051	38 735	19 368	60	142 898	102 070	136 094	68 047
33	46 314	30 876	41 168	20 584	61	147 702	105 501	140 668	70 334
34	49 164	32 776	43 701	21 851	62	152 584	108 988	145 318	72 659
35	52 098	34 732	46 310	23 155	63	157 546	112 533	150 044	75 021
36	55 118	36 745	48 994	24 497	64	162 587	116 133	154 844	77 422
37	58 223	38 815	51 753	25 877	65	167 707	119 791	159 721	79 861
38	61 412	40 941	54 588	27 294	66	172 907	123 505	164 673	82 337

Zusammenstellung

ie Belastung von Ketten nach den Vorschriften der Kaiserl. Admiralität.

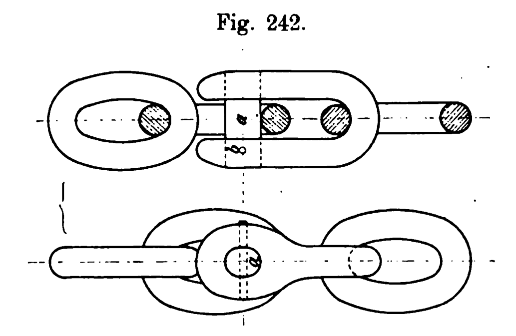
Geringste Bruchbelastung eines dreigliedrigen Kettenstückes			Probebelastung der ganzen Kette		
Ketten mit Steg 2700 kg/qcm	Ketten ohne Steg 2400 kg/qcm	Tonnen-ketten 1800 kg/qcm	Ketten mit Steg 1800 kg/qcm	Ketten ohne Steg 1350 kg/qcm	Tonnen-ketten 400 kg/qcm
—	1357	—	—	763	—
—	2413	—	—	1357	—
—	3770	—	—	2120	—
6107	5429	—	4072	3054	—
8311	7389	—	5542	4156	—
10857	9651	—	7238	5429	—
13743	12215	—	9161	6871	—
16965	15080	—	11310	8482	—
20527	18246	—	13685	10264	—
24429	21715	16285	16286	12215	3619
28670	25485	19113	19113	14335	4247
33251	29556	22167	22167	16625	4926
38170	33929	25447	25447	19085	5655
46186	41054	30791	30791	23093	6842
54965	48859	36644	36644	27483	8143
64508	57341	43006	43006	32254	9557
74812	66499	—	49874	37406	—
85882	76339	—	57254	42941	—
97718	86861	—	65146	48859	—
110311	98054	—	73541	55156	—
123671	109930	—	82447	61835	—
137797	122486	—	91865	68899	—
152680	135715	—	101786	76340	—
168329	149626	—	112219	84164	—
184715	164218	—	123163	92372	—
—	179486	—	—	100961	—
—	195432	—	—	109931	—
—	212059	—	—	119283	—
—	229363	—	—	129017	—

ie sofortige Wiedervereinigung einer zerrissenen oder sonst auf irgend eine ;etrennten Kette kann durch das in Fig. 242 gezeichnete Kettenschloss er- von dem man immer einige Stück in Vorrath hat. Es bedarf dann nur des ıgens des Dornes *a*, welcher seinerseits durch einen Stift *b* gegen das Heraus- ;eschützt ist. Die Form des Kettenschlosses ist derart, dass es mit derselben lslosigkeit über Rollen auf Trommeln läuft, wie ein gewöhnliches Kettenglied. ;. 242 entspricht dem Kettenschloss, wie es bei der Kettenschleppschifffahrt ·wendung gelangt.

as Material, aus dem die Ketten gefertigt werden, ist zähes Schmiedeisen,

dessen Weichheit zu schneller Abnützung führt, wenn die Glieder gegen Berührung mit scharfen Kanten und dergleichen nicht geschützt werden.

Fig. 242.



Das Gewicht q der kurzgliedrigen Kette darf für das laufende Meter zu

$$q = 2{,}25\,d^2, \quad . \ . \ . \ 427$$

worin d den Durchmesser des Ketteneisens in Centimeter bezeichnet, angenommen werden.

Die zulässige Belastung einer aus vorzüglichem Eisen sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette (ohne Steg) kann im neuen Zustande zu

$$P = 1000\,d^2 \quad . \ . \ . \ 428$$

angenommen werden, sofern der Rollen- oder Trommeldurchmesser mindestens $20\,d$ beträgt und sofern die grösste Last, für welche die Kette berechnet wird, nur selten zu heben ist. Trifft die letztere Voraussetzung nicht zu, so ist es räthlich, mit der Belastung nicht über $800\,d^2$ zu gehen. Für Dampfwindenketten, welche starke Benützung erfahren, wird etwa nur die Hälfte der nach Gl. 428 bestimmten Belastung zugelassen.

Für gebrauchte Ketten ist die zulässige Anstrengung zu vermindern, entsprechend ihrer Abnützung und der etwa eingetretenen Formänderung der Glieder.

Kalibrirte Ketten sind behufs Vermeidung nachtheiliger Formänderung etwa nur mit $^5/_8$ der durch Gl. 428 gegebenen Kraft zu belasten.

Fig. 243.

Nach Möglichkeit ist zu vermeiden, dass die Biegung der Kettenglieder infolge der cylindrischen Form der Rollen und Trommeln (s. Fig. 235) nach entgegengesetzten Richtungen erfolgt. Anordnungen, wie z. B. Fig. 243. sind deshalb zu verwerfen. Lässt sich dieselbe nicht umgehen, so muss man die Bedeutung des fraglichen, die Betriebssicherheit gefährdenden Einflusses durch Verminderung der Belastung, d. i. durch Verringerung der Zahlenkoeffizienten in der Gl. 428 herabzudrücken suchen. (Vergl. auch Fussbemerkung S. 261.)

Stosswirkungen auf die Kette sind ebenfalls fern zu halten (das Lösen verschlungener Glieder bei angehängter Last kann leicht zu solchen führen)[1]).

Fig. 244.

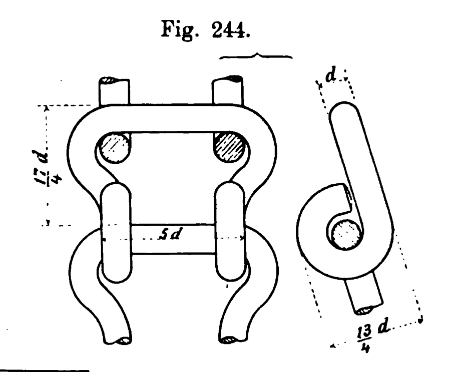
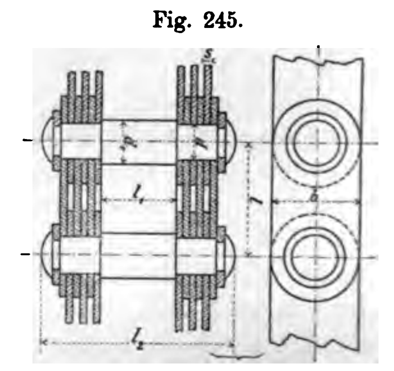


Fig. 245.



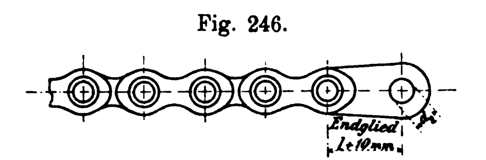
[1]) M. Ongley (D. R.-P. Nr. 48211 vom 19. Jan. 1889) sucht einen etwaigen in der Kette eintretenden Ruck durch Einschaltung eines elastischen Kettengliedes unschädlich zu machen.

Die Stegkette (Fig. 236, S. 412) erträgt eine um rund 20% grössere Belastung, als Ketten ohne Steg. Vergl. hierüber auch die Zusammenstellungen S. 414 und 415.

Fig. 244 zeigt die Hakenkette (Vaucanson), deren Glieder nicht geschweisst sind. Sie eignet sich weniger für die Hebung grosser Lasten, als zur Triebkette.

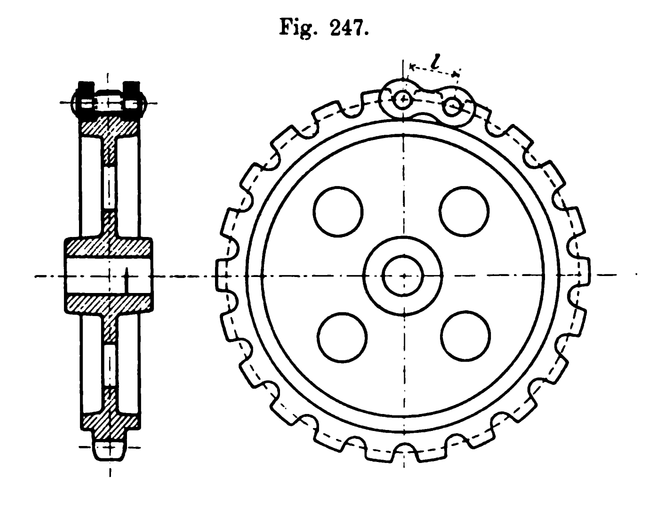
Fig. 245 stellt die Gall'sche Laschen- oder Gelenkkette dar, welche als Last- und auch als Treibkette Verwendung erfährt. Bei starkem Gebrauche, ins-

Fig. 246.



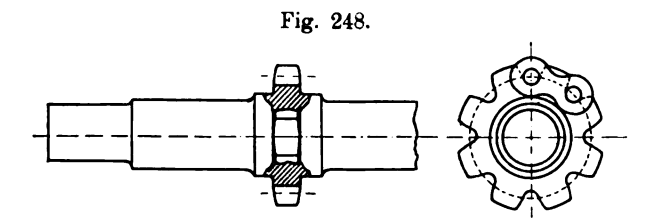
besondere bei Benützung als Treibkette, ist die Flächenpressung zwischen Zapfen und Laschenauge massgebend. In neuerer Zeit werden die Laschen geschweift, Fig. 246,

Fig. 247.



und die Kettenräder, Fig. 247 und 248, mit seitlichen Rändern ausgeführt, auf welche sich alsdann die Laschenköpfe auflegen. Die gangbaren Abmessungen ergeben sich

Fig. 248.



aus der folgenden Zusammenstellung der Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, bezüglich deren Ausführung Fig. 246 massgebend ist, während die Bedeutung der einzelnen Abmessungen aus der Fig. 245 entnommen werden kann.

nach Gl. 74, S. 21,

$$\sigma = \frac{Q}{f} + \frac{Q\,(a + e_2)}{\frac{\Theta}{e_2}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 429$$

$$-\sigma_1 = -\frac{Q}{f} + \frac{Q\,(a + e_2)}{\frac{\Theta}{e_1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 430$$

Man kann nun bei geeigneter Querschnittsform — wie die vorliegende — für das Material, aus dem solche Haken hergestellt werden, das ist zähes Schweiss- und Flusseisen, die Abmessungen so wählen, dass

$$\sigma = -\sigma_1$$ [1],

entsprechend der Forderung, die Festigkeit möglichst vollkommen auszunützen.

Thatsächlich findet jedoch, wenn in dieser Weise gerechnet wird, nicht Gleichheit der Anstrengung in den beiden Abständen e_2 und e_1 statt; vielmehr ergiebt eine schärfere Rechnung, dass die Beanspruchung der am stärksten gezogenen Faser (bei B) eine weit grössere ist, als diejenige der am stärksten gepressten Faser (bei C). Wir haben es eben hier nicht mit einem geraden stabförmigen Körper, sondern mit einem gekrümmten zu thun, auf den die Gl. 103, S. 26, und nicht Gl. 74 anzuwenden ist.

Bezeichnet r den Krümmungshalbmesser der Mittellinie des Hakens im Punkte O, so findet sich die Spannung im Abstande η von der Schwerachse $O\ O$ nach Gl. 103 zu

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{M_b}{f\,r} + \frac{M_b}{\varkappa f\,r}\,\frac{\eta}{r + \eta}$$

und unter Beachtung, dass

$$P = Q, \qquad M_b = -\,Q\,(a + e_2),$$

die Normalspannung

$$\sigma = \frac{Q}{f} - \frac{Q\,(a + e_2)}{f\,r} - \frac{Q\,(a + e_2)}{\varkappa\,f\,r}\,\frac{\eta}{r + \eta} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 431$$

Hierin ist unter Voraussetzung eines trapezförmigen Querschnittes[2])

$$f = \frac{b + b_1}{2}\,h, \qquad e_2 = \frac{h}{3}\,\frac{b + 2\,b_1}{b + b_1}, \qquad e_1 = h - e_2,$$

$$\varkappa = -\,1 + \frac{2\,r}{(b + b_1)\,h}\left[\left\{b_1 + \frac{b - b_1}{h}\,(e_1 + r)\right\}\ln\frac{r + e_1}{r + e_2} - (b - b_1)\right].$$

Wird beispielsweise gewählt

$$r = a + e_2, \qquad h = 2\,a, \qquad b = 3\,b_1,$$

so ergiebt sich

$$e_2 = \frac{5}{6}\,a, \qquad r = \frac{11}{6}\,a, \qquad \frac{1}{\varkappa} = 10{,}27$$

$$\sigma = -\,10{,}27\,\frac{Q}{f}\,\frac{\eta}{\frac{11}{6}\,a + \eta}$$

---

[1]) Für einen in Bezug auf $O\,O$ symmetrischen Querschnitt ist die Erfüllung dieser Bedingung natürlich unmöglich.

[2]) In der Ausführung werden die scharfen Ecken des Trapezes abgerundet und die hiermit verknüpften Verminderungen des Querschnittes durch geringe Wölbung der ebenen Begrenzungsflächen des Trapezstabes ausgeglichen.

2. Die Rollen, Trommeln und Haken der Ketten, mit Einschluss der Scheiben für Treibketten.

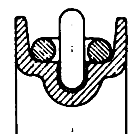
Der Durchmesser D der Rollen und Trommeln soll mindestens das Zwanzigfache der Kettenstärke d betragen, wenn möglich mehr.

Fig. 249.



Kettenrollen zeigen die Fig. 249, 250 und 251. Die Abschrägung (Doppelkegelform) in Fig. 249 hat den Zweck, die Auflage der Kettenglieder von der Mitte nach den beiden Enden derselben hin zu verlegen und dadurch die Biegungsbeanspruchung zu vermindern. Die hohen Ränder in Fig. 250 bezwecken, das Abschlagen der Kette zu hindern, sind jedoch nur da erforderlich, wo ein solches besonders zu befürchten steht.

Fig. 250. Fig. 251.



Das Verhältniss zwischen Kraft K und Last L an der Kettenrolle (vergl. Fig. 229, S. 401) kann mit Annäherung zum Ausdruck gebracht werden durch

$$K = L\left(1 + 0{,}4\,\frac{d}{D}\right).$$

Beim Aufwickeln auf eine Trommel gilt ungefähr

$$K = L\left(1 + 0{,}3\,\frac{d}{D}\right).$$

Fig. 175, Taf. 25, stellt eine Kettentrommel dar. Die geringste Stärke des Trommelmantels ist durch die Biegungs- und Drehungsinanspruchnahme oder durch Herstellungsrücksichten bestimmt. Die Letzteren verlangen eine Mindeststärke von etwa 12 ^{mm}. Um die Achse der Trommel nicht auf Drehung zu beanspruchen, wurde das Stirnrad zum Antrieb auf einen hohlen Zapfen der Trommel, welcher auf Drehung zu berechnen ist, aufgekeilt. Die Befestigung der Kette mit der Trommel lässt Fig. 176, Taf. 25, erkennen. Das Aufkeilen der Trommel geschieht vortheilhaft in folgender Weise. Die Keile werden in die Welle eingelassen und nöthigenfalls mit ihr durch Schrauben befestigt. Der rechtsseitige Keil ist um etwa 1 ^{mm} niedriger als der grössten Nuthentiefe für den linksseitigen entspricht. Dadurch wird es möglich, die Welle von links nach rechts in die Trommel zu schieben und aufzukeilen.

In Fig. 177, Taf. 25, ist ein einfacher Kettenhaken mit Querstück, in Fig. 178 ein doppelter Kettenhaken gezeichnet.

Die Last Q ergiebt für den wagrechten Querschnitt $B\,O\,C$ (Fig. 177), den wir uns als Trapez mit den Seiten b und b_1 und der Höhe $h = e_1 + e_2$ denken wollen, sowohl das auf Biegung wirkende Moment, wie auch die Normalkraft am grössten, nämlich gleich $Q\,(a + e_2)$, bezw. gleich Q.

Wird, wie es gewöhnlich zu geschehen pflegt, unterstellt, dass der Querschnitt $B\,O\,C$ einem geraden stabförmigen Körper angehört, so findet sich, sofern bedeutet

f die Grösse des Querschnittes,
Θ das Trägheitsmoment desselben in Bezug auf die Schwerpunktsachse $O\,O$,
σ die Spannung an der innersten Faser, also bei B,
σ_1 „ „ „ „ äussersten „ , das ist bei C,

nach Gl. 74, S. 21,

$$\sigma = \frac{Q}{f} + \frac{Q\,(a + e_2)}{\frac{\Theta}{e_2}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 429$$

$$-\sigma_1 = -\frac{Q}{f} + \frac{Q\,(a + e_2)}{\frac{\Theta}{e_1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 430$$

Man kann nun bei geeigneter Querschnittsform — wie die vorliegende — für das Material, aus dem solche Haken hergestellt werden, das ist zähes Schweiss- und Flusseisen, die Abmessungen so wählen, dass

$$\sigma = -\sigma_1\,[1],$$

entsprechend der Forderung, die Festigkeit möglichst vollkommen auszunützen.

Thatsächlich findet jedoch, wenn in dieser Weise gerechnet wird, nicht Gleichheit der Anstrengung in den beiden Abständen e_2 und e_1 statt; vielmehr ergiebt eine schärfere Rechnung, dass die Beanspruchung der am stärksten gezogenen Faser (bei B) eine weit grössere ist, als diejenige der am stärksten gepressten Faser (bei C). Wir haben es eben hier nicht mit einem geraden stabförmigen Körper, sondern mit einem gekrümmten zu thun, auf den die Gl. 103, S. 26, und nicht Gl. 74 anzuwenden ist.

Bezeichnet r den Krümmungshalbmesser der Mittellinie des Hakens im Punkte O, so findet sich die Spannung im Abstande η von der Schwerachse $O\,O$ nach Gl. 103 zu

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{M_b}{f\,r} + \frac{M_b}{\varkappa f\,r}\,\frac{\eta}{r + \eta}$$

und unter Beachtung, dass

$$P = Q, \qquad M_b = -\,Q\,(a + e_2),$$

die Normalspannung

$$\sigma = \frac{Q}{f} - \frac{Q\,(a + e_2)}{f\,r} - \frac{Q\,(a + e_2)}{\varkappa\,f\,r}\,\frac{\eta}{r + \eta} \quad \ldots\ldots \quad 431$$

Hierin ist unter Voraussetzung eines trapezförmigen Querschnittes[2])

$$f = \frac{b + b_1}{2}\,h, \qquad e_2 = \frac{h}{3}\,\frac{b + 2\,b_1}{b + b_1}, \qquad e_1 = h - e_2,$$

$$\varkappa = -1 + \frac{2\,r}{(b + b_1)\,h}\left[\left\{b_1 + \frac{b - b_1}{h}\,(e_1 + r)\right\}\ln\frac{r + e_1}{r + e_2} - (b - b_1)\right].$$

Wird beispielsweise gewählt

$$r = a + e_2, \qquad h = 2\,a, \qquad b = 3\,b_1,$$

so ergiebt sich

$$e_2 = \frac{5}{6}\,a, \qquad r = \frac{11}{6}\,a, \qquad \frac{1}{\varkappa} = 10{,}27$$

$$\sigma = -\,10{,}27\,\frac{Q}{f}\,\frac{\eta}{\frac{11}{6}\,a + \eta}$$

---

[1]) Für einen in Bezug auf $O\,O$ symmetrischen Querschnitt ist die Erfüllung dieser Bedingung natürlich unmöglich.

[2]) In der Ausführung werden die scharfen Ecken des Trapezes abgerundet und die hiermit verknüpften Verminderungen des Querschnittes durch geringe Wölbung der ebenen Begrenzungsflächen des Trapezstabes ausgeglichen.

$$\text{für } \eta = -e_2, \text{ d. i. für den Punkt } B \quad \sigma = +8{,}56\,\frac{Q}{f},$$
$$\text{„ } \eta = +e_1, \text{ „ „ „ „ „ } C \quad \sigma = -3{,}99\,\frac{Q}{f}.$$

Die Rechnung dagegen, welche von dem Querschnitt $B\,O\,C$ voraussetzt, dass einem geraden Stabe angehöre, liefert im vorliegenden Falle

$$\text{für die Spannung im Punkt } B \quad \sigma = +6\,\frac{Q}{f},$$
$$\text{„ „ „ „ „ } C \quad \sigma = -6\,\frac{Q}{f}.$$

Folglich ist die massgebende Anstrengung (im Punkt B) um

$$100\,\frac{8{,}56-6}{6} = 43\ \%$$

sser, als sie von der üblichen Rechnung ermittelt wird[1]). ese führt demnach zu einer bedeutenden Unter- ıätzung der Inanspruchnahme, was um so beachtens- ·ther erscheint, als sie die zulässige Anstrengung bei Haken für ssere Lasten an und für sich schon recht hoch einzusetzen pflegt.

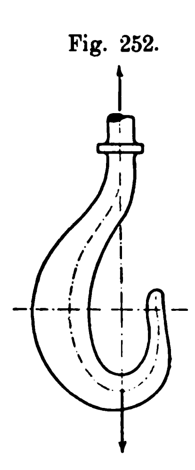


Fig. 252.

Die Beanspruchung des Hakens im Querschnitt $B\,O\,C$ wird ı umsomehr derjenigen eines geraden, excentrisch belasteten bes nähern, je grösser der Krümmungshalbmesser r ist. Es ist halb angezeigt, den Krümmungsmittelpunkt für den Punkt O Hakenmittellinie nicht nach A, sondern weiter nach rechts : A zu verlegen, also dem Haken in dem gefährdetsten erschnitt eine möglichst geringe Krümmung zu er- ·ilen, wie Fig. 252 erkennen lässt[2]).

---

[1]) Eine eingehendere Erörterung hierüber findet sich in des Verfassers „Elasticität und :igkeit", 1889/90, S. 311 u. f., 1894, S. 337 u. f.

[2]) Der gefährdetste Querschnitt eines solchen mit grossem Krümmungshalbmesser an ser Stelle konstruirten Hakens kann mit Annäherung als einem geraden Stabe angehörig :chnet werden. Die Gl. 429 und 430 führen dann bei Aufstellung der Bedingung $\sigma = -\sigma_1$ zu

$$\frac{1}{f} + \frac{a+e_2}{\frac{\Theta}{e_2}} = -\frac{1}{f} + \frac{a+e_2}{\frac{\Theta}{e_1}},$$

$$(a+e_2)\,f\,(e_1-e_2) = 2\,\Theta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 432$$

Nun ist für die Querschnittsform Fig. 177, Taf. 25:

$$e_2 = \frac{b+2\,b_1}{b+b_1}\,\frac{h}{3} + \frac{1+2\,\frac{b_1}{b}}{1+\frac{b_1}{b}}\,\frac{h}{3} = \frac{1+2\,m}{1+m}\,\frac{h}{3}$$

rn

$$\frac{b_1}{b} = m$$

tzt wird. Ferner ist

$$e_1 = \frac{2\,b+b_1}{b+b_1}\,\frac{h}{3} = \frac{2+m}{1+m}\,\frac{h}{3},$$

Ferner erhellt aus dieser Sachlage, dass ein aus zähem Material gefertigter Haken, welcher sich unter ruhiger Einwirkung der Last streckt, also seine Krümmung verringert, hierdurch seine Anstrengung vermindert, d. h. widerstandsfähiger wird:

$$e_1 - e_2 = \frac{1-m}{1+m}\,\frac{h}{3},$$

$$\Theta = \frac{b^2 + 4bb_1 + b_1^2}{36(b+b_1)}\,h^3 = \frac{1+4m+m^2}{36(1+m)}\,bh^3,$$

$$f = \frac{b+b_1}{2}\,h = \frac{1+m}{2}\,bh.$$

Die Einführung dieser Werthe in die Gl. 432 liefert

$$a + e_2 = \frac{1+4m+m^2}{3(1+m)(1-m)}\,h = a + \frac{1+2m}{1+m}\,\frac{h}{3}, \quad \ldots\ldots \quad 433$$

$$h = \frac{1-m}{m}\,a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 434$$

als Bedingung dafür, dass die grösste Zugbeanspruchung gleich der grössten Druckanstrengung ist.

Zur Ermittlung der Ersteren führen wir in die Gl. 429 den Werth von $a + e_2$ aus Gl. 433 ein und erhalten so

$$\sigma = Q\left[\frac{2}{(1+m)\,bh} + \frac{4}{(1-m)\,bh}\,\frac{1+2m}{1+m}\right] = \frac{Q}{bh}\,\frac{6}{1-m} \quad \ldots \quad 435$$

Handelt es sich z. B. um die Konstruktion eines Kettenhakens von 7200 kg Tragfähigkeit, für welchen $a = 32$ mm, so wird zunächst eine Annahme bezüglich des Quotienten $\frac{b_1}{b} = m$ gemacht, etwa $b_1 = \frac{1}{4}\,b$. Dann findet sich aus Gl. 434

$$h = \frac{1-\frac{1}{4}}{\frac{1}{4}}\,a = 3a = 3 \cdot 3{,}2 = 9{,}6 \text{ cm}$$

und aus Gl. 435 mit $\sigma \leqq k_z = \frac{4}{3}\,900 = 1200$ für vorzügliches Schweiss- oder Flusseisen bei ruhender Belastung (S. 35)

$$1200 = \frac{7200}{b \cdot 9{,}6}\,\frac{6}{1-\frac{1}{4}},$$

$$b = 50 \text{ mm},$$

$$b_1 = \frac{50}{4} = 12{,}5 \text{ mm} = \backsim 12 \text{ mm}.$$

Für gewöhnliches Schweisseisen würde $\sigma \leqq k_z = 900$ zu setzen sein.

Zur Prüfung

$$e_2 = \frac{5{,}0 + 2 \cdot 1{,}25}{5{,}0 + 1{,}15}\,\frac{9{,}6}{3} = 3{,}84 \text{ cm},$$

$$e_1 = 9{,}6 - 3{,}84 = 5{,}76 \text{ cm},$$

$$\Theta = \frac{1 + 4\frac{1}{4} + \left(\frac{1}{4}\right)^2}{36\left(1+\frac{1}{4}\right)} \cdot 5 \cdot 9{,}6^3 = 202{,}75,$$

$$\frac{\Theta}{e_2} = 202{,}75 : 3{,}84 = 52{,}8,$$

$$\frac{\Theta}{e_1} = 202{,}75 : 5{,}76 = 35{,}2,$$

$$f = \frac{5 + 1{,}25}{2} \cdot 9{,}6 = 30 \text{ qcm},$$

Fall, dem sich andere ähnliche an die Seite stellen lassen. (Vergl. z. B. S. 33, letzten Satz vor E.)

Was die Stärke d_1 des Hakenschaftes anbelangt, so ist zu beachten, dass der- unter Umständen nicht bloss auf Zug, sondern auch auf Biegung beansprucht len kann, beispielsweise infolge des Schiefstellens der Flasche bei Flaschenzügen. d dafür Sorge getragen, dass der Schaft mit Spielraum in dem Querstück sitzt, st diese Inanspruchnahme unter mittleren Verhältnissen nicht von besonders grosser eutung; erforderlichenfalls ist Vorsorge zu treffen, dass sich der Haken selbst- g senkrecht stellen kann. Wir wollen der erwähnten Beanspruchung dadurch nung tragen, dass wir den Koeffizienten k_z für die Belastungsweise b statt a 'abelle S. 34 und 35) setzen. Dann ist angenähert die Gl. 165, S. 96, anwendbar, welcher mit Rücksicht auf das vorzügliche Material, aus dem Kettenhaken her- ellt zu werden pflegen, folgt

$$P \leqq \frac{4}{3} 1500\, d_2{}^2 = 2000\, d_2{}^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 436$$

n d_2 in englischen Zollen, und

$$P \leqq \frac{4}{3} . 225\, d_2{}^2 = 300\, d_2{}^2,$$

n d_2 in Centimeter genommen werden soll.

Um eine Gewähr dafür zu haben, dass durch die Mutter der Schaft nicht ver- nt wird, empfiehlt es sich, d_1 um einige Millimeter stärker zu nehmen als d_2. ist dann sicher, dass das Gewinde am Ansatz aufhört. Allerdings folgt anderer- hieraus die Nothwendigkeit einer Unterlegscheibe.

Das Querstück, in dem der Haken befestigt wird, ist auf Biegung zu berechnen. Bestimmung der Endzapfen muss beachtet werden, dass die Flächenpressung t zu bedeutend ausfällt.

Zum Einhängen des anderen freien Ketten- oder Seilendes bei Flaschenzügen en Oesen oder Schleifen, etwa nach Fig. 253 verwendet. Die Weite a er- sich aus der Seilstärke oder der Abmessung des einzuhängenden Kettengliedes.

$$\sigma = \frac{7200}{30} + \frac{7200\,(3{,}2 + 3{,}84)}{52{,}8} = 240 + 960 = 1200^{\text{kg}}$$

$$-\sigma_1 = -\frac{7200}{30} + \frac{7200\,(3{,}2 + 3{,}84)}{35{,}2} = -240 + 1440 = 1200^{\text{kg}},$$

ch die Richtigkeit der Rechnung nachgewiesen ist.

Mit k_z über die angegebenen Werthe hinauszugehen, erscheint höchst bedenklich, da trotz eringen Krümmung immerhin noch ein Mehr an Anstrengung vorhanden ist gegenüber der stellung, dass der Querschnitt einem geraden Stabe angehöre. Uebrigens liegt in der Regel gar keine Veranlassung vor, k_z sehr hoch zu wählen, da bei Hebezeugen häufig noch be- re Belastung des Hakens angeordnet wird, um das selbstthätige Sinken desselben zu sichern.

Da der Krümmungshalbmesser, wie auch das Trägheitsmoment für unterhalb des wagrechten nquerschnittes, Fig. 252, gelegene Stellen abnimmt, so muss darauf geachtet werden, dass die engung in solchen Querschnitten nicht das zulässige Mass überschreitet.

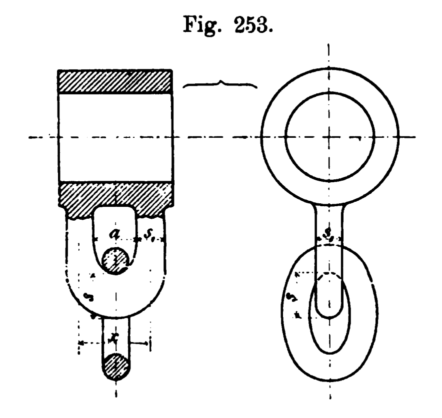
Die Schaftstärke d_1 erscheint durch Gl. 436, d. i. hier durch

$$7200 = 2000\, d_2{}^2,$$
$$d_2 = \backsim 1^7/_8{}'' \text{ engl.},$$

mmt.

Die Stärke s kann, sofern P die zu tragende Last bedeutet, angenähert unter der Annahme bestimmt werden, dass sich das Stück von der Stärke s verhalte, wie ein beiderseits eingespannter Balken, der in der Mitte mit P belastet ist:

Fig. 253.



$$P\frac{x}{8} = k_b\frac{\Theta}{e},$$

worin k_b für gewöhnliches Schmiedeisen und ruhende Belastung 900, $\frac{\Theta}{e}$ für elliptischen Querschnitt mit den Achsen s_1 und s abgerundet $\frac{1}{10}s_1 s^2$ zu setzen ist.

Die Scheiben für Treibketten entsprechen ganz den Stirnrädern, wie Fig. 247, 248, S. 417, sowie Fig. 179, Taf. 25, Fig. 180, Taf. 26, erkennen lassen. Als Material wird Gusseisen, Schmiedeisen oder Stahl gewählt. Zuweilen findet sich an Stelle der aus dem Ganzen bestehenden Gusseisenscheibe ein gusseiserner Kranz mit eingesetzten Zähnen von Schmiedeisen oder Stahl, ähnlich wie hölzerne Zähne in gusseisernen Rädern sitzen.

Bei manchen Aufzügen werden von den Händen der Arbeiter Zugkräfte an Ketten ausgeübt, welche sich über entsprechend geformte, mit Ansätzen versehene Rollen legen. Die Stärke der Kette ist dann so zu wählen, dass die Hand sie festhalten kann, das ist der Fall bei $d = 8$ bis 10^{mm}. Der Zug, den ein Arbeiter an einer solchen Kette auszuüben hat, soll höchstens 30^{kg} betragen.

B. Kolben und Kolbenstangen.

I. Die Kolben.

Mit Kolben bezeichnet man Maschinenelemente, deren Zweck in der Aufnahme oder Uebertragung von Kraft und Bewegung gegenüber tropfbaren oder elastischen Flüssigkeiten, welche in einem Gefässe, dem Cylinder, eingeschlossen sind, besteht.

Die Bewegung des Kolbens kann eine fortschreitende, eine drehende (umlaufende oder schwingende) sein. Die geradlinig sich bewegenden Kolben sind weitaus die wichtigsten. Die folgenden Betrachtungen beziehen sich daher zunächst nur auf geradlinig hin- und hergehende Kolben.

Zur Verhinderung des Entweichens der Flüssigkeit zwischen den Cylinderwandungen, an denen der Kolben sich entlang bewegt, und den entsprechenden Kolbenflächen hat Abdichtung zu erfolgen. Mit den Mitteln zur Abdichtung, welche unter dem Namen Liederung oder Dichtung zusammengefasst werden, kann der Cylinder oder der Kolben ausgerüstet sein. Im ersteren Falle wird der Kolben als Taucher- oder Plungerkolben, im zweiten als Scheibenkolben bezeichnet.

I. Taucherkolben.

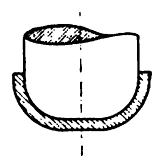
Fig. 183, Taf. 26, zeigt den Taucherkolben einer Speise- oder Presspumpe. Abdichtung erfolgt durch zwei Manschetten von Leder. Die obere derselben gegen äusseren Ueberdruck (beim Saugen), die untere gegen inneren Ueberdruck n Drücken) in Wirksamkeit. Würde der Raum, aus dem die Pumpe saugt, so liegen, dass die Pressung im Pumpencylinder nicht unter den Atmosphärendruck bsinkt, so kann die obere Manschette in Wegfall kommen.

Fig. 184, Taf. 26, stellt den Kolben einer hydraulischen Presse dar. Die ichtung erfolgt durch eine lederne Manschette, welche in Fig. 185 in voller se gezeichnet ist. Die Abdichtung hat hier nur gegen inneren Ueberdruck zu lgen. Das Wasser presst die beiden äusseren Cylinderflächen der Manschette rseits an den Kolben, andererseits an die Cylinderwandung der Nuthe und führt len Abschluss herbei. Der Ersatz der Manschette ist hier mit ziemlichen Umdlichkeiten verknüpft, was namentlich dann von Bedeutung wird, wenn bei lebem Betrieb, hohem Druck oder infolge Ansetzung einer Kruste an der Kolbenfläche rasche Abnützung eintritt.

In beiden Fällen bewirkt das Wasser das Andrücken der Manschetten selbstig nach Massgabe der eigenen Pressung, infolgedessen diese Liederung als hydrosche bezeichnet wird.

Die Herstellung der Manschetten geschieht am bequemsten durch Pressen. 186, Taf. 26 (für die Dichtung Fig. 183), und Fig. 187 (für die Dichtung 184, 185) zeigen derartige Vorrichtungen. Das Leder wird zunächst in warmem ser behandelt, um es weich zu machen, dann so zwischen die pressenden Theile acht, dass die Fleischseite bei Fig. 186 nach oben, bei Fig. 187 nach unten zu n kommt. Das Pressen muss genügend langsam erfolgen, damit das Leder Zeit die Form anzunehmen. Nachdem dies eingetreten und das Leder getrocknet wird durch Ausschneiden, bezw. Abschneiden die richtige Form hergestellt. Dabei len behufs guten Anlegens die Endflächen auf etwa 2 mm zugeschärft.

Fig. 254.



Wenn es zulässig ist, die Manschette nach einem verhältnissig grossen Halbmesser zu krümmen, wie dies Fig. 254 andeuten , so kann die Herstellung auch ohne Presse erfolgen, indem man weichgemachte Leder mit dem Hammer um einen entsprechend rmten hölzernen Stempel herum zieht und es durch ein Band gt, diese Form während des Trocknens beizubehalten. Diese Herungsweise kann z. B. dann vortheilhaft sein, wenn nur eine einzige schette von derselben Grösse gebraucht wird.

Die Stärke des verwendeten Leders liegt zwischen 4 bis 6 mm. Die Höhe der schette schwankt zwischen 12 und 20 mm. Wird sie bei den Manschetten nach 185 wesentlich grösser genommen, so bewahrt diese ihre Lage schlecht, infolgeen sie durch Ringe zu stützen ist, die je aus mehreren Theilen bestehen müssen, it sie eingesetzt werden können.

Die in Fig. 185 dargestellte Manschette lässt sich nach den Erfahrungen des assers noch für Kolben- oder richtiger Stangendurchmesser von 10 mm verwenden,

nur ist dann die Höhe nicht grösser als etwa 5 mm und die Lederstärke rund 1 mm zu nehmen [1]).

Das Grusonwerk, Aktiengesellschaft in Buckau-Magdeburg, hat sich als Ersatz der Manschettendichtung die in Fig. 188, Taf. 26, dargestellte Einrichtung patentiren lassen (D. R.-P. Nr. 40899 vom 27. Januar 1887): eine Anzahl auf einander gelegter Lederringe von einer solchen winkelförmigen oder gewölbten Gestalt, dass ein Andrücken der zugeschärft erscheinenden Enden durch den Flüssigkeitsdruck stattfindet. Andere verwenden auch Gummiringe von rechteckigem Querschnitt.

Die Grösse R des Reibungswiderstandes, welcher sich der Bewegung eines Kolbens oder einer Stange mit der aus Fig. 183 oder Fig. 184 (185), Taf. 26, ersichtlichen Abdichtung aus Anlass der Letzteren entgegensetzt, pflegt in der Regel gesetzt zu werden

$$R = \pi\, d\, b\, p\, \mu, \qquad \qquad 437$$

sofern bezeichnet

d ($= 2\,r$, Fig. 133, bezw. $= 2\,r_a$, Fig. 184) den Durchmesser des Kolbens oder der Stange,

b denjenigen Theil der Manschettenhöhe, mit welchem sich diese an die Kolben- bezw. Stangenoberfläche anlegt, also

$\pi\, d\, b$ die Grösse der Berührungsfläche zwischen Manschette und Kolben oder Stange,

p die Pressung der Flüssigkeit, welche die Manschette andrückt,

μ den Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Manschette und Kolben- oder Stangenoberfläche.

Ueber die Grösse dieses Koeffizienten finden sich die verschiedensten Angaben: 0,001 bis 0,25 [2]), entsprechend einem Unterschied von 25000 %! Nach Versuchen

[1]) S. des Verfassers selbstthätig schliessende Auslauf-Ventile auf Taf. III der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1876.

[2]) Ursprünglich nahm man nach Morin $\mu = 0.25$, welchen Werth auch Grashof im zweiten Bande seiner theoretischen Maschinenlehre (1883), S. 244 in die Rechnung einführt.

Jenny (Festigkeitsversuche und die dabei verwendeten Apparate und Maschinen, Wien 1878. S. 25 bis 30) fand im Mittel für einen gusseisernen Kolben von 252,5 mm Durchmesser $\mu = 0{,}2$ für einen mit Bronce überzogenen Kolben von 300 mm Durchmesser und nach vorhergegangener sorgfältiger Einfettung $\mu = 0{,}09$.

Marié (nach der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1881, S. 680) ermittelte ($b = 30$ mm)

$\mu = 0{,}0033$ bis $0{,}0049$ für $p = 10$ kg,
$\mu = 0{,}0023$ „ $0{,}0038$ „ $p = 200$ „
$\mu = 0{,}0017$ „ $0{,}0025$ „ $p = 600$ „

also abnehmend mit wachsender Flüssigkeitspressung.

Die Abnahme von μ bei wachsender Pressung fand auch Ingenieur „A. V.“ (Prakt. Maschinenkonstrukteur 1879, S. 381). Nach dessen Versuchen ist bei Schmierung mit Talg

$\mu = 0{,}091$ für $p = 7{,}46$ kg,
$\mu = 0{,}069$ „ $p = 86{,}66$ „

Nach Versuchen von Gollner, welcher

$$R = \pi\, d\, b\, p\, \mu + R_0 \qquad \qquad 438$$

setzt, unter R_0 den Reibungswiderstand beim Leergang verstanden, also $R_0 = R$ für $p = 0$, ist dieser Koeffizient der zusätzlichen Reibung

$\mu = 0{,}064$ bei $p = 10$ kg/qcm bis $\mu = 0{,}076$ bei $p = 139$ kg/qcm

für einen Gusseisenkolben von $d = 150$ mm bei $b = 24$ mm und für eine Stahlstange von $d = 50$ mm bei $b = 27$ mm. Hierbei befand sich im Innern des Cylinders destillirtes Wasser, die Stahlstange

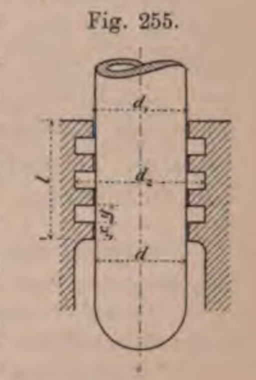
des Verfassers erklären sich diese ausserordentlichen Abweichungen auf folgende Weise.

So lange das Material der Manschette (Leder) die Mantelfläche des Kolbens nicht unmittelbar berührt, sondern an allen Stellen durch eine, wenn auch dünne Schicht von Schmiermaterial davon getrennt ist, handelt es sich nicht um die Reibung fester Körper gegen einander, also des Leders gegenüber dem Kolben, sondern um den Reibungswiderstand der Flüssigkeitstheilchen des Schmiermaterials unter sich; es gelten alsdann die Gesetze der Flüssigkeitsreibung. Diese aber geben die Reibung unabhängig von p, also, wenn die Gl. 437 festgehalten wird, μ umgekehrt proportional p, d. h. abnehmend mit wachsender Flüssigkeitspressung (s. Marié's Zahlen). Sie geben aber auch μ sehr klein, wie wir bereits bei der Zapfenreibung sahen (S. 304 u. f.). So fand Verfasser unter sonst gleichen Verhältnissen die Grösse von R nahezu unveränderlich, gleichgiltig, ob p von 10^{kg} allmählich auf $120^{kg}/_{qcm}$ gesteigert wurde und ausserordentlich gering. Sobald aber die Flüssigkeitsreibung, wenn auch zunächst nur an einzelnen Stellen, in die Reibung fester Körper auf einander übergehen beginnt, wächst R sofort ganz erheblich und erreicht Werthe, welche mit den vorher beobachteten um Tausende von Prozenten abweichen. Von erheblichem Einfluss erweist sich hierbei nicht bloss die Oberflächenbeschaffenheit der Manschette und des Kolbens von der Stange, sondern auch die Art des Schmiermaterials sowie die Temperatur.

Ist die Ausführung und der Betrieb nun derart, dass man mit Sicherheit darauf rechnen kann, nur die Flüssigkeitsreibung werde zu überwinden sein, so wird man bei entsprechendem Schmiermaterial lediglich diese in Rechnung zu stellen haben. Muss man dagegen auf Gleiten des Leders ohne eigentliche Schmiermaterialschicht zwischen diesem und dem Cylinder gefasst sein, so steigt μ bedeutend und kann namentlich dann, wenn der Betrieb ein unterbrochener ist, wobei die gleitende Eisen- oder Metallfläche sich vielleicht mit einer mehr oder minder rauhen Kruste überzogen hat, für die ersten Hübe noch oberhalb 0,25 liegen. Zweckmässigerweise legt man bei Gleiten der festen Körper auf einander die Gl. 438 zu Grunde und sucht die Reibung R_0 beim Leerlauf zutreffend zu schätzen.

Fig. 255 zeigt einen Taucherkolben, dessen Cylinder mit der genannten Labyrinthdichtung versehen ist. Man denkt sich Wirksamkeit dieser Einrichtung in folgender Weise. Die im linder enthaltene und etwa mit h Meter Wassersäule gepresste ssigkeit tritt zunächst in den engen Ringspalt von der Grösse – $(d_1^2 - d^2)$ unter Erleidung einseitiger Kontraktion, durchströmt iesen auf die Erstreckung x, gelangt hierauf in die erste Nuthe mit dem weit grösseren Querschnitt $\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d^2)$, füllt diesen aus, erfährt hierbei unelastischen Stoss und verliert infolgedessen ihre lebendige Kraft fast vollständig. Beim Eintritt in die nächste Ringspalte $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)$

Fig. 255.



wurde sorgfältig mit Oel gefettet (s. des Verfassers Bericht über die Reibung der Manschette liederung in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886, S. 155).

muss die Flüssigkeit auf's Neue beschleunigt werden u. s. w. Diese Vorstellung als zutreffend vorausgesetzt, kommt die Wirkungsweise der Labyrinthdichtung darauf hinaus, dass die Nuthen eine Verminderung der durch den Ringspalt $\frac{\pi}{4}(d_1{}^2 - d^2)$ entweichenden Flüssigkeitsmenge

$$V = \mu \frac{\pi}{4}(d_1{}^2 - d^2)\sqrt{2\,g\,h}$$

derart bedingen, dass der Ausflusskoeffizient μ, bestimmt durch den Kontraktions- und Widerstandskoeffizienten, um so kleiner ausfällt, je grösser die Anzahl der Nuthen ist[1].

Diese Wirksamkeit der Nuthen hat zur Voraussetzung, dass der aus der Spalte $\frac{\pi}{4}(d_1{}^2 - d^2)$ kommende Flüssigkeitsstrom den ihm gebotenen grösseren Ausschnitt $\frac{\pi}{4}(d_2{}^2 - d^2)$ ausfüllt. Nun liegt aber, wie ein Blick auf die Fig. 255 lehrt, kein Grund vor, der die dünne, $0{,}5\,(d_1 - d)$ starke Flüssigkeitsschicht, welche zwischen Kolben und Cylinderfläche sich hindurchdrängt, veranlassen sollte, den Nuthquerschnitt auszufüllen und dabei einen unelastischen Stoss zu erfahren. Im Gegentheil, das strömende Wasser wird seine Richtung beizubehalten suchen, also eine Querschnittsänderung vermeiden. Will man berechtigt sein, zu rechnen, wie oben angegeben und wie es allgemein zu geschehen pflegt, so genügt es nicht, dass die Nuthen angeordnet werden, es muss vielmehr mindestens der Flüssigkeitsstrom auch veranlasst sein, den ihm gebotenen grösseren Querschnitt auszufüllen.

Hierin liegt es begründet, dass unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei denselben Werthen von d und d_1 ein Kolben mit Labyrinthdichtung einen grösseren Flüssigkeitsverlust liefert, als wenn die Nuthen fehlen, wie Verfasser bereits 1875 festzustellen hatte[2].

Ohne Nuthen würde die entweichende Flüssigkeitsmenge

$$V_1 = \mu_1 \frac{\pi}{4}(d_1{}^2 - d^2)\sqrt{2\,g\,h}$$

betragen. Hierin hängt μ_1 ausser von der Kontraktion beim Eintritt in den Ringspalt ab von dem Widerstand, den die Flüssigkeit auf ihrem Wege von der Länge l findet. V_1 würde nur dann grösser als V ausfallen, wenn μ_1 grösser als μ, d. h. wenn der Reibungswiderstand, den die Flüssigkeit an der Metallfläche $\pi\,(d_1 + d)\,l$ findet, ein kleinerer wäre, als der Widerstand bei der durch Fig. 255 dargestellten Sachlage. Thatsächlich ist das Umgekehrte der Fall[3]). Hiernach muss die sogenannte Labyrinthdichtung, wie sie besprochen worden ist, als ein verfehltes Mittel bezeichnet

---

[1]) Näheres über diese Betrachtungs- und Rechnungsweise s. z. B. Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Band 1, S. 473 bis 476.

[2]) S. des Verfassers Mittheilung: „Ein üblicher Fehler bei gewissen hydraulischen Rechnungen" in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 474 u. f.

[3]) Hierbei kommt noch in Betracht, dass der (einen dünnen Cylindermantel bildende) Flüssigkeitsstrom beim Durchfliessen der Nuthen an seiner Aussenfläche nicht mehr am Metall, sondern an der Wassermasse gleitet, die sich in der Nuthe befindet, und dass die Reibung von Wasser an Wasser kleiner ist, als diejenige von Wasser an einer Metalloberfläche, selbst wenn diese noch so sorgfältig polirt wurde, wie Verfasser bei seinen Ventiluntersuchungen fand (Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand, Berlin 1884).

werden. Dass dieses Urtheil sich nicht ohne Weiteres auch auf solche Fälle erstreckt, in denen die Nuthen mit mehr oder minder konsistentem Schmiermaterial, überhaupt mit einem dichteren Körper, als die Flüssigkeit ist, gegenüber welcher Abdichtung erfolgen soll, ausgefüllt sind, erscheint selbstverständlich. (Vergl. S. 455 und 456.)

Fig. 189, Taf. 26, zeigt den hohlen Taucherkolben einer Pumpe für Wasserhaltungszwecke. Die Abdichtung erfolgt hier mittelst Hanfstopfbüchse, hinsichtlich welcher das Nähere unter Stopfbüchsen (S. 446 u. f.) bemerkt ist.

2. Scheibenkolben.

Als Dichtungsmaterialien finden vorzugsweise Verwendung: Hanf oder ähnliches Material, Leder, Holz, Metall.

a. Kolben mit Hanfliederung.

Kolben mit Hanfdichtung sind insbesondere zulässig gegenüber kaltem und warmem Wasser, feuchten Dämpfen von geringer Temperatur. Gegenüber trockenen Dämpfen oder Dämpfen von höherer Temperatur mit geringem Feuchtigkeitsgehalt ist die Verwendung von Hanf weniger räthlich, weil demselben nicht so gleichmässig und nicht so viel Schmiermaterial zugeführt werden kann, als erforderlich wäre, um ihn gegen das Verkohlen, welches bei hoher Dampftemperatur durch die Reibung an den Cylinderwandungen sehr bald eingeleitet wird, zu schützen.

Da kaltem Wasser gegenüber die Lederdichtung ihrer Einfachheit wegen vorzuziehen ist, so kann die Verwendung des Hanfes fast nur bei solchen Pumpen, welche warme Flüssigkeit fördern, wie die Warmwasser- oder Luftpumpen der Kondensationsmaschinen, wie die Speisepumpen für vorgewärmtes Wasser u. s. w. in Frage kommen. Aber auch hier ist die Hanfdichtung durch die einfache Metallliederung fast ganz verdrängt worden.

Fig. 190, Taf. 26, zeigt in ihrer linksseitigen Hälfte die Hanfliederung der Warmwasserpumpe einer Kondensationsmaschine. Die Nachziehbarkeit der Packung ist ersichtlich. Diese selbst wird aus Hanfseil hergestellt. Die Benützung von Hanfzöpfen, wie wir sie bei den Stopfbüchsen finden werden, ist hier nicht räthlich. Die Hanffasern müssen hier von vornherein möglichst fest und dicht mit einander verbunden sein, was durch das gedrehte Seil weit besser, als durch den geflochtenen Hanfzopf zu erreichen ist.

Für die mittlere Packungshöhe h und die Packungsstärke s in Millimeter genügen bei Einführung von D in Millimeter

$$\left.\begin{aligned} h &= 4\sqrt{D} \\ s &= \sqrt{D} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 439$$

Im Uebrigen ist zu beachten, dass die Nothwendigkeit des Verpackens um so seltener eintritt, je grösser h und s sind, dass dagegen mit h und s das Kolbengewicht wächst.

Bezüglich der Werthschätzung der Hanfliederung gegenüber der sie immer

mehr und mehr verdrängenden Metallliederung ist noch hervorzuheben, dass in den Fällen, wo sich der anzuordnende Kolben in einem einseitig ausgelaufenen Cylinder, dessen Ausbohren nicht vorgenommen werden kann, zu bewegen hat, die Abdichtung durch Hanf eine weitaus bessere wird, als durch Metall.

b. Kolben mit Lederliederung.

Leder als Liederungsmittel ist insbesondere zulässig für Pumpen, welche Wasser fördern, dessen Temperatur etwa 30° C. nicht überschreitet. Flüssigkeiten, welche das Leder angreifen, wie z. B. saure Grubenwässer, können natürlich durch Kolben, die mit diesem Material geliedert sind, nicht gefördert werden.

Die Fig. 191, Taf. 26, zeigen einen mit Lederstulpliederung versehenen Kolben, welcher sich z. B. für Kaltwasserpumpen der Kondensations-Dampfmaschinen sehr gut eignet und deshalb häufig bei ihnen zu treffen ist. Das Dichtungsmaterial bildet hier einen Kegelmantel, der aus einem einzigen Stück Leder mit einer nicht auftragenden Naht angefertigt und Stulp genannt wird. Dieser Stulp wird in seinem unteren Theile durch einen Ring von Schmiedeisen (geschweisst) oder von Kupfer an den gusseisernen Kolbenkörper angedrückt und dadurch mit demselben verbunden. Der Ring selbst ist mittelst Querstück und dem durch die Kolbenstange gehenden Keil gegen den Stulp zu pressen. Für die Höhe *h* der Abdichtungsfläche genügen je nach der Grösse des Durchmessers 8 bis 15 mm. Die Stärke des Leders beträgt 3 bis 5 mm.

Fig. 192, Taf. 26, stellt einen mit Manschettenliederung versehenen und sonst aus Bronce oder Messing bestehenden Kolben dar, welcher sich für kleine Brunnenpumpen eignet. Für Cylinderdurchmesser von 70 bis 100 mm lässt sich kaum eine andere einfache Konstruktion finden, welche einen so grossen freien Querschnitt für die hindurchtretende Flüssigkeit giebt, als die vorliegende. Ausserdem bietet der Kolben, abgesehen von dem Aufnieten des Ventilleders, nur Dreharbeit. Die Abdichtung erfolgt, wie im vorigen Fall, gegenüber einem Ueberdruck oberhalb des Kolbens.

Fig. 193, Taf. 26, zeigt einen Manschettenkolben, welcher nach beiden Seiten hin abdichtet. Derselbe eignet sich für doppelt wirkende Wasserpumpen. In senkrechter Stellung des Pumpencylinders ist bei Konstruktion des Kolbens darauf zu achten, dass sich Luft im Cylinderraume, d. h. zwischen Saug- und Druckventil. nicht festsetzen kann (vergl. auch die Fussbemerkung S. 521).

Die abdichtende Höhe der Manschetten beträgt je nach dem Durchmesser zwischen 12 bis 20 mm, die Lederstärke zwischen 3 und 6 mm.

Ausserdem findet das Leder in Form von Scheiben als Liederungsmaterial Verwendung in einer Weise, wie dies die in Fig. 222, Taf. 29, gezeichnete Stopfbüchse erkennen lässt.

c. Kolben mit Holzliederung.

Holz ist in neuerer Zeit als Kolbenliederungsmaterial in Gebrauch genommen worden für die Kolben der Warmwasserpumpen von Kondensationsmaschinen.

Die Fig. 194, Taf. 27, geben die Art und Weise wieder, in welcher Cor-

liss[1]) die Liederung seiner Luftpumpen ausgeführt hat. Das Ahornholz, welches hier das Liederungsmaterial bildet, wird im Anfang durch zwei Kautschukringe an die Wandung des aus Bronce gefertigten Cylinders angedrückt, bis die Holzstücke zu einer Masse geworden sind. Die Dichtung soll eine gute und wenig Abnützung ergebende sein.

Die Figuren 195, Taf. 27, zeigen eine verwandte Konstruktion von Krause[2]). Die Dichtung ist hier aus Eichenholzsegmenten, welche durch etwa 3 mm starke Stahlfedern aus einander gehalten werden, gebildet. Sie soll sich gut bewähren.

d. Kolben mit Metallliederung.

Hier sind zu unterscheiden: Kolben, bei denen durch besondere Theile (Liederungsringe) die Abdichtung erfolgt und Kolben, welche mit solchen Theilen nicht versehen sind.

α. Kolben mit Liederungsringen.

Diese Ringe werden gefertigt aus Bronce (Rothguss), Gusseisen, Stahl. Bronce hat sich infolge des höheren Materialpreises nur da zu halten vermocht, wo chemische Einflüsse, wie sie z. B. bei den Warmwasserpumpen der Kondensationsmaschinen, bei Druckpumpen für sauere Grubenwässer u. s. w. auftreten, gusseiserne Liederungsringe, welche sich sonst sehr gut halten und den aus Bronce hergestellten nahezu gleichwerthig sind, nicht räthlich erscheinen lassen. Für Dampfkolben finden fast ausnahmslos Ringe aus zähem, jedoch nicht zu weichem Gusseisen Verwendung. Ringe aus Stahl werden seltener benützt.

Eine der einfachsten Konstruktionen zeigen die Fig. 196, Taf. 27, den sogenannten schwedischen Kolben. In zwei Nuthen des Kolbenkörpers liegen die beiden je an einer Stelle getrennten gusseisernen Ringe. Damit diese Ringe abdichten, müssen ihre Mantelflächen genau kreiscylindrisch sein und sich mit einer gewissen Pressung an die nothwendigerweise ebenfalls möglichst genau kreisrunden Cylinderwandungen anlegen, ferner müssen sie so in den Nuthen liegen, dass die Stossstellen der Ringenden gegen einander versetzt erscheinen, am besten um 180°, und endlich haben auch die Stirnflächen oder Ringe derart gut an die entsprechenden Nuthflächen anzuschliessen, dass sie trotz leichter Beweglichkeit in radialer Richtung abdichten.

Das einfachste Mittel, den Ring zum selbstthätigen Anlegen an den Cylinder zu veranlassen, bietet sich in seiner eigenen Elasticität. Diese wird bei der Herstellung in folgender Weise wachgerufen.

Man giesst einen mit Lappen oder einer Flansche zum Aufspannen versehenen Hohlcylinder, der rein gedreht einen äusseren Durchmesser besitzt, welcher den Cylinderdurchmesser um die Grösse $\frac{a}{\pi} + y$ überschreitet. y ist hierbei eine Zugabe, welche erforderlich wird, um nochmaliges Abdrehen vornehmen zu können.

---

[1]) Siehe Radinger, Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, Wien 1878, S. 29.

[2]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1879, S. 218.

Es genügt $y = 3$ bis 8^{mm}, je nach der Grösse des Cylinderdurchmessers. Die Wanddicke dieses Cylinders ist dann

$$s' = s + \frac{y}{2},$$

sofern s die beabsichtigte Stärke des Ringes bedeutet. Hierauf werden von dem Cylinder die Ringe abgestochen und deren Stirnflächen sauber bearbeitet. Dann erfolgt das Ausbohren oder Ausstossen (Hobeln) zweier Ringstücke, wie in den Figuren angedeutet. Die senkrecht zur Ringachse stehenden Flächen mn und op müssen nun sorgfältig zusammengearbeitet werden, damit sie, auf einander liegend, abdichten. (Der Ring wird wohl auch schräg aufgeschnitten und mit einer Zunge versehen, wie Fig. 207, Taf. 28, zeigt.) Alsdann wird der Ring mittelst eines Spannringes zusammengezogen, auf die Planscheibe gespannt und auf den Cylinderdurchmesser abgedreht, wobei man sich besonderer Aufspannvorrichtungen [1]) bedienen kann, oder wobei der Ring durch eine an seiner inneren Cylinderfläche durch Schrauben befestigte Platte zusammen gehalten und durch von innen nach aussen greifende Arme zu packen ist. Ohne eine solche Platte oder Aufspannvorrichtung ist das Abdrehen nur dann möglich, wenn der Spannring etwa nur halb so hoch ist, wie der Liederungsring, der in diesem Fall einmal umgespannt werden muss. Die durch Befestigung der zusammenhaltenden Platte entstehenden Löcher sind nach Beseitigung der Verbindung durch Verschrauben und Vernieten auszufüllen. Manche Werkstätten durchbohren die beiden über einander liegenden Lappen und schlagen einen Stift durch, zum Zwecke des Zusammenhaltens, wie in Fig. 199, Taf. 27, angedeutet. Allerdings setzt dieses Verfahren starke Ringe voraus.

Nach dem Abdrehen kann der fertige Ring in die Nuthe des Kolbenkörpers gebracht und können die sich berührenden Stirnflächen zusammengeschliffen werden. Das ist nicht bloss der guten Abdichtung wegen, sondern auch deshalb nöthig, damit der Ring spielen, d. h. damit seine Elasticität zur Geltung gelangen kann.

Die Lage der beiden Ringe zu einander (Verbindungsstellen um 180° versetzt) lässt sich in bequemer Weise durch je einen Stift sichern, der jedoch das Federn nicht hindern darf.

Die vorstehend gegebene Beschreibung der Herstellung der Ringe lässt erkennen, dass durch sie die oben aufgestellten Bedingungen des Dichthaltens im neuen Zustande erfüllt sind.

Im Betriebe erfolgt allmählich eine Abnützung der den Cylinder berührenden Flächen, damit ein Auseinandergehen der Ringenden unter Beibehaltung der Berührung solange, als die Elasticität des Ringes noch nach aussen hin thätig ist. Nähert sich diese Federkraft der Grenze Null, so hört der Ring auf, brauchbar zu sein. Die Menge Dampf, welche durch die sich allmählich öffnende Stossstelle hinter den Ring und von hier aus wieder vor denselben tritt, ist nicht bedeutend. Soll sie so gut wie verschwinden, so empfiehlt sich die innere Ueberplattung mit einem Kupferblech, das nur an dem einen der beiden Ringenden befestigt ist. Hierzu kann man gegebenenfalls die Platte verwenden, welche zum Zusammenhalten beim Abdrehen benützt wurde.

---

[1]) Siehe z. B. Heusinger von Waldegg, Handbuch der speciellen Eisenbahntechnik, III. Band, Leipzig 1875, S. 540.

Gleichzeitig tritt eine Abnützung an den Stirnflächen ein, welche um so grösser ausfällt, je kleiner die Ringstärke ist.

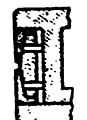
Hiermit gelangen wir zu den Gesichtspunkten, welche die Ringstärke *s* bestimmen. Je grösser *s*, um so geringer die Abnützung an den Stirnflächen, um so grösser die Dauer des Ringes, wenn nur diese Abnützung massgebend war. Je bedeutender *s*, um so geringer die Grösse, welche der Ring überhaupt federn kann, um so früher hört das Anlegen infolge der eigenen Elasticität auf; je grösser *s*, um so grösser die Anfangspressung, mit welcher sich der Ring an die Cylinderwandungen anlegt, sofern die mögliche Federung erlangt werden soll, um so grösser die Kolbenreibung und die Abnützung von Cylinder und Ring in radialer Richtung. Endlich erfordern stärkere Ringe eine Theilung des Kolbens, da sie nicht genügend federn, um sie in die Nuthen des aus dem Ganzen bestehenden Kolbens bringen zu können.

Die Kolben der Betriebsdampfmaschinen zeigen meist starke Ringe, deren geringe Elasticität durch besondere Spannvorrichtungen unterstützt werden muss, welche letztere oft noch stellbar sind, infolgedessen die anfängliche Pressung zwischen Ring und Cylindermantel verhältnissmässig niedrig gehalten werden kann. Die Kolben sind getheilt.

Bei Lokomotiven haben sich schwächere Ringe eingebürgert, die dann die besondere Spannvorrichtung, sowie die Kolbentheilung nicht fordern. Doch ist hier zu beachten, dass die Abnützung der Stirnflächen nicht unbedeutend ausfällt und dass die Ringe in der Regel dieses Verschleisses wegen öfters ausgewechselt werden müssen. Um sie nicht ohne Weiteres wegwerfen zu müssen, hat man den Kolben so konstruirt, dass er eine Verminderung der Nuthenhöhe gestattet. Fig. 197, Taf. 27, giebt eine derartige von A. Gross [1]) herrührende Konstruktion. Der Kolben besteht aus dem Kolbenkörper mit Nabe, der Kolbendecke, dem Mittelstück, den beiden Kolbenringen von 13 ^{mm} Stärke, 30 ^{mm} Höhe bei 408 ^{mm} Cylinderdurchmesser. Sind die Stirnflächen abgenützt, bezw. verschlagen, so werden dieselben durch Abdrehen wieder in guten Zustand gebracht und hierbei wird von der Höhe des Mittelstückes um soviel auf beiden Seiten abgestochen, als es die jetzt weniger hohen Ringe fordern. Mit der hierdurch eintretenden Verringerung der Kolbenhöhe nimmt der schädliche Raum im Dampfcylinder zu.

Um bei schwachen Ringen die frühzeitige Abnützung der Stirnflächen nicht nachtheilig werden zu lassen, hat Derham in Blackburn die in Fig. 256 dargestellte Konstruktion ausgeführt, bei welcher eine Spirale die Ringe auch an die Stirnflächen presst. In neuerer Zeit sind ziemlich viele Konstruktionen dieser Art patentirt worden; so z. B. Fig. 257 (Karl A. Zirn, D. R.-P. Nr. 20033 vom 31. März 1882, die nach innen abgeschrägten Lappen der Dichtungsringe werden durch Keilstücke mittelst wellenförmiger Feder sowohl gegen den Cylindermantel, als auch mit ihren Stirnflächen gegen die betreffenden Flächen des Kolbens gedrückt), Fig. 258 (John Cooper und Thomas Pattinson, D. R.-P. Nr. 59326 vom 5. November 1890, die mit kegel-

Fig. 256.



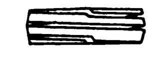
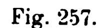
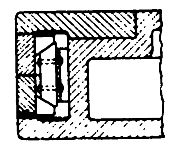
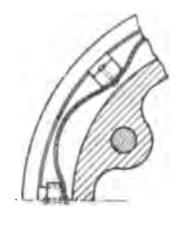


Fig. 257.

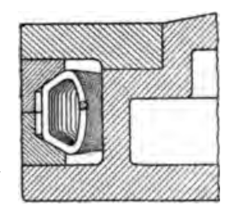


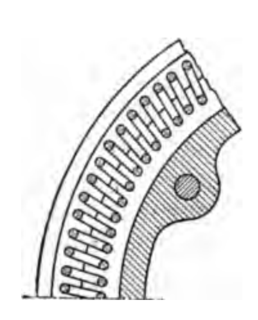




[1]) Heusinger's Organ 1876, S. 54.

Fig. 258.

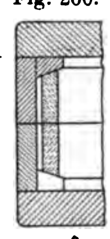




förmigen Flanschen versehenen Dichtungsringe werden durch eine eingelegte, entsprechend geformte Schraubenfeder in radialer und achsialer Richtung nach aussen gedrückt), Fig. 259 (Dichtungsring dreitheilig, zwei Schraubenfedern, s. auch D. R.-P. Nr. 24 147), Fig. 260 (F. Hoffmann, D. R.-P. Nr. 25 433 vom 1. Juli 1883, die kegelförmigen Flanschen der Dichtungsringe sind mit Einschnitten versehen, um ihre Federung in radialer Richtung zu vergrössern), Fig. 261 (Haniel & Lueg, D. R.-P. Nr. 53 703 vom 21. Januar 1890, die inneren, geschlossenen Kegelringe werden durch eingelegte Schraubenfedern in achsialer Richtung auseinander gepresst und auf diese Weise die Dichtungsringe radial und achsial angedrückt) u. s. w. Mit der letzteren Konstruktion verwandt sind die unter Nr. 24 380 (Mac Laine), Nr. 26 129 (William Rowan), Nr. 44 053 (C. H. Jäger) patentirten Kolbendichtungen, bei denen in achsialer Richtung gewellte und vom Cylindermantel zurückstehend zwischen die Dichtungsringe gelegte Federringe verwendet sind. Hermann Kühne (D. R.-P. Nr. 36 739 vom 11. Februar 1886) klemmt zwei gewellte Scheiben in der Nabe des Kolbens, etwa in der mittleren Höhe desselben, fest. Diese Scheiben sind nach dem Umfange zu durchgebogen (also gewellte Kegelmäntel), und zwar so stark, dass die Dichtungsringe sowohl in radialer, als in achsialer Richtung an den Cylinder bezw. an den Kolben angepresst werden.

Fig. 259.

Fig. 260.



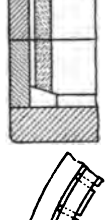
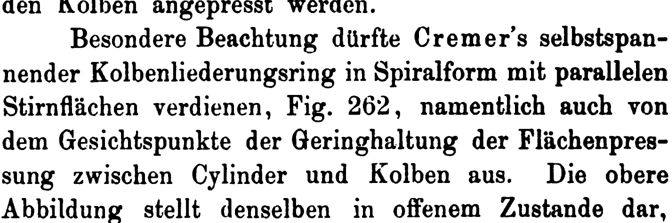


Fig. 261.



Besondere Beachtung dürfte Cremer's selbstspannender Kolbenliederungsring in Spiralform mit parallelen Stirnflächen verdienen, Fig. 262, namentlich auch von dem Gesichtspunkte der Geringhaltung der Flächenpressung zwischen Cylinder und Kolben aus. Die obere Abbildung stellt denselben in offenem Zustande dar, während die untere ihn in zusammengepresster Lage wiedergiebt. Die

Fig. 262.

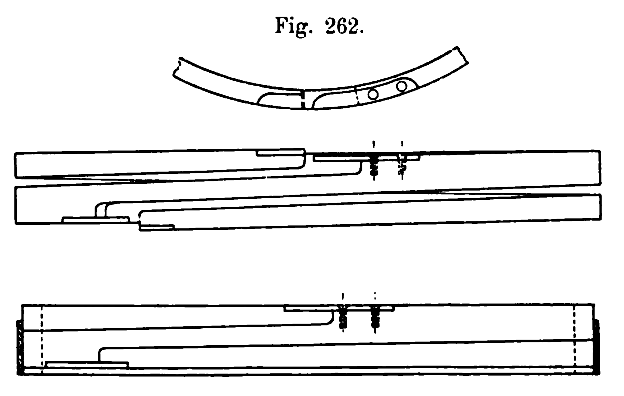
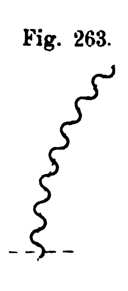


Fig. 263.



Schnittstellen der Stirnflächen sind durch Plättchen überdeckt. Zwischen Kolbenkörper und der spiralförmigen Dichtung wird ein gewellter Centrirring, Fig. 263, eingel

: Liederungsring, gleichmässig stark, wird auf der Drehbank aus einem im Durchsser 4—5% grösseren Hohlcylinder durch schraubenförmiges Aufschneiden und sprechendes Ausschneiden an den Enden des Schraubenganges hergestellt, sodann achsialer wie radialer Richtung zusammengedrückt, auf den Cylinderdurchmesser gleicher Dicke und mit parallelen Stirnflächen abgedreht. Bei grösseren Kolben eine zweite Spirale mit entgegengesetzten Windungen in das Innere der ersten gt werden. Kolben der bezeichneten Art, wie auch die Liederungen allein, werden der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Bechem [eetman in Duisburg a. Rh. geliefert.

Das Bestreben, die Dichtung nachstellbar zu machen, ohne den Cylinder zu en und den Kolben herauszunehmen, hat Einzelne dazu geführt, die Kolbenstange lurchbohren und durch die Höhlung die Nachstellung zu bewirken. O. Müller R.-P. Nr. 58446 vom 15. Januar 1891) führt auf diesem Wege eine Zugstange ı dem Kolben; dieselbe trägt hier ein eingeschraubtes Querstück, welches beim iehen der Zugstange gegen einen Kegelmantel sich legt und dadurch die Stützen Federringe der Kolbendichtungsringe nach aussen drängt u. s. w. Im Patent 34882 (George Delagneau und John H. Graham) erfolgt die Nachstellung ch Drehen einer Welle in der hohlen Kolbenstange.

Geringeren Bedenken als die soeben besprochenen Konstruktionen begegnet Lwowsky'sche Kolben (D. R.-P. Nr. 43857 vom 2. Dezember 1887), mit der richtung zum Anspannen der Dichtungsringe derart, dass durch eine im Kolben ıgerte, von aussen (bei geöffnetem Deckel des Cylinders) drehbare, jedoch am stthätigen Zurückgehen gehinderte Excenterwelle die Spannringe so bewegt werden, ı sie einen Druck auf die Spannkeile der Dichtungsringe ausüben. Ueberdies ist Einzelkonstruktion dieses Kolbens eine vollkommenere als diejenige der beiden ıittelbar vorher erwähnten Konstruktionen.

Zur Frage, ob die selbstthätig sich anlegenden Dichtungsringe an allen Stellen gleiche Stärke besitzen sollen oder ob diese veränderlich zu wählen ist, kann ende Rechnung angestellt werden. Es bezeichne

ı den Krümmungshalbmesser der Mittellinie des nicht gespannten Ringes in einem beliebigen Querschnitt desselben und

r den Krümmungshalbmesser der Mittellinie des gespannten Ringes an der gleichen Stelle,

l das biegende Moment, welches auf den gespannten Ring in diesem Querschnitt wirkt,

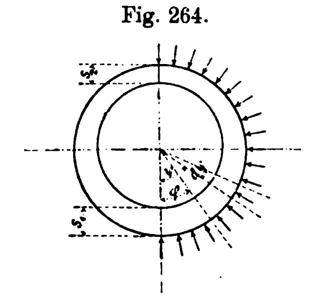
) das gegenüber M in Betracht kommende Trägheitsmoment desselben Querschnittes,

ε den Dehnungskoeffizienten des Ringmaterials.

Dann gilt nach Gl. 109, S. 27 unter der Voraussetzung, dass die Querschnitts- klein ist im Vergleiche zum Krümmungshalbmesser

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \alpha \frac{M}{\Theta}.$$

Wird davon ausgegangen, dass die Flächenpressung zwischen Ring und Cylinder all den gleichen Werth p besitzen soll, so folgt unter der Annahme, dass die gstärke im Vergleich zum Halbmesser r so gering sei, dass dieser mit dem Halb-


Fig. 264.

messer der Cylinderbohrung verwechselt werden dürfe, für den durch den Mittelpunktswinkel φ bestimmten Querschnitt, Fig. 264,

$$M = \int_{\varphi}^{\pi} p\,h\,r\,d\psi\,r \sin(\psi - \varphi) = p\,h\,r^2 (1 + \cos\varphi).$$

sofern h die Höhe des Ringes ist.

Durch Einführung dieses Werthes in die vorhergehende Gleichung und mit

$$\Theta = \frac{1}{12} h\,s^3$$

wird

$$s^3 = \frac{12\,p r^2 (1 + \cos\varphi)}{\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1}\right)} \alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 440$$

Aus dieser Gleichung erkennt man deutlich den Einfluss von s auf p. Die letztere Grösse wächst mit der dritten Potenz von s.

Die Ringstärke s_1 für den durch $\varphi = 0$ bestimmten Querschnitt kann aus

$$s_1^3 = 12 \frac{2\,p\,r^2}{\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1}\right)} \alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 441$$

ermittelt werden.

Die Division von Gl. 440 durch 441 liefert

$$\left(\frac{s}{s_1}\right)^3 = \frac{1 + \cos\varphi}{2},$$

somit das Gesetz, nach welchem sich die Ringstärke zu ändern hat,

$$s = s_1 \sqrt[3]{\frac{1 + \cos\varphi}{2}}, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 442^{1)}$$

woraus

für $\varphi = 0$		45^0	90^0	135^0
$s = s_1$		$0{,}95\,s_1$	$0{,}8\,s_1$	$0{,}53\,s_1$.

Hiernach würde sich die innere Begrenzung des Ringes festlegen lassen, allerdings unter der für Gusseisen, welches in der Regel für solche Ringe verwendet wird, nicht zutreffenden Voraussetzung der Unveränderlichkeit von α. Infolge der Abnützung, die z. B. für eine senkrecht stehende Maschine des gleichen Werthes von p wegen wenigstens zu Anfang an allen Seiten gleich gross zu erwarten wäre, würde übrigens das so hergestellte Verhältniss von $\frac{s}{s_1}$ bald wieder gestört sein. Wir gestatten uns deshalb die Annäherung, zur inneren Begrenzung einen Kreiscylinder zu nehmen, der excentrisch zum äusseren so liegt, dass für $\varphi = 180^0$

$$s_2 = 0{,}7\,s_1 \text{ ist.} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 443$$

Damit wird gleichzeitig dem Umstande Rechnung getragen, dass die Abnützung an den schwächeren Stellen verhältnissmässig mehr Einfluss übt, als an den stärkeren.

Der Abstand beider Cylinderachsen beträgt dann $\frac{s_1 - 0{,}7\,s_1}{2} = 0{,}15\,s_1$.

---

[1]) Nach Wissen des Verfassers wurde diese Gleichung zuerst von **Winkler** und später auch von **Grashof** (Theorie der Elasticität und Festigkeit 1878, S. 271) entwickelt.

Zur Ermittlung der erforderlichen Ringstärken seien folgende Rechnungen angestellt, deren Ergebnisse allerdings nur Anspruch auf Annäherungswerthe machen können.

Aus Gl. 441 ergiebt sich

$$s_1^3 = r^3 \frac{24\,p}{\frac{r_1 - r}{r_1}} \alpha,$$

ferner folgt für $\varphi = 0$

$$M_{max} = 2\,p\,h\,r^2 = \frac{k_b}{6}\,h\,s_1^2,$$

$$p = \frac{k_b}{12} \frac{s_1^2}{r^2}.$$

Durch Einführung dieses Werthes in die Gleichung für s_1 findet sich

$$s_1 = 2\,\alpha . k_b\,r \frac{r_1}{r_1 - r}.$$

Mit dem Mittelwerth $\frac{r_1}{r_1 - r} = 40$, entsprechend $r_1 = \frac{40}{39}\,r$ (starke Ringe) mit $k_b = 1000$ für vorzügliches Material bei ruhender Belastung und mit $\alpha = \frac{1}{800\,000}$ wird

$$s_1 = 2\,r \frac{1000}{800\,000}\,40 = \frac{D}{20},$$

sofern D die Cylinderweite bezeichnet; dabei beträgt

$$p = \frac{1000}{12} \left(\frac{1}{10}\right)^2 = 0{,}83\,^{kg}/_{qcm},$$

welche Grösse eine ungefähre Beurtheilung der Reibung der neuen Ringe an den Cylinderwandungen ermöglicht.

Da nach Fig. 196, Taf. 27

$$a = 2\,\pi\,(r_1 - r),$$

so ist

$$a = 4\,r \frac{r_1}{s}\,\pi\,k_b\,\alpha, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 444$$

woraus sich umgekehrt für eine Verbindung nach Fig. 196 das zulässige a bei gegebenem s_1 ermitteln lässt, überhaupt die Länge desjenigen Stückes, welches aus dem Ring herausgeschnitten und um das der Ringumfang beim Einbringen in den Cylinder vermindert werden darf.

Damit ein ungleich starker Ring über den Kolben in die Nuthe gebracht werden kann, muss er soweit aufgebogen werden, dass sein äusserer Durchmesser rund $D + 2 \,.\, 0{,}85\,s_1 = 2\,(r + 0{,}85\,s_1)$ wird. Wird nun angenommen, dass $2\,r_1 = 2\,r + 0{,}85\,s_1$, so muss der Durchmesser gegenüber demjenigen im ungespannten Zustande um $0{,}85\,s_1$ vermehrt werden, also der Halbmesser um $\frac{0{,}85\,s_1}{2}$. Das giebt

$$s_1 = r\,2\,\alpha\,k_b \frac{2\,r_1}{0{,}85\,s_1},$$

$$s_1^2 = r r_1 \frac{4\,k_b}{0{,}85}\,\alpha,$$

woraus angenähert

$$s_1 = r \sqrt{\frac{4\,k_b}{0{,}85}\,\alpha} = D \sqrt{\frac{k_b}{0{,}85}\,\alpha},$$

d. h. die Stärke darf höchstens

$$D \sqrt{\frac{k_b}{0{,}85}\,\alpha}$$

sein, wenn der Ring beim Aufbringen nicht brechen soll. Gestattet man die strengung bei dieser sorgfältig vorzunehmenden Arbeit mit 1100 kg, so ergiebt mit $\alpha = \frac{1}{800\,000}$

$$s_1 \leqq D \sqrt{\frac{1100}{0{,}85\,.\,800\,000}} = \sim \frac{D}{25}\,^{1)}.$$

Entscheidet man sich für stärkere Ringe, so können die Abmessungen ge werden

$$\left.\begin{array}{l} s_1 = \frac{D}{20}, \quad s_2 = 0{,}7\,s_1, \\ h = s_1 \text{ bis } 1{,}5\,s_1, \\ a = 0{,}075\,D. \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots$$

Die kleineren Werthe von h für stehende, die grösseren für liegende Masch

Die Abmessungen schwächerer Ringe, die über die Stirnflächen des Kolbe die Nuthen gebracht werden sollen, sind

$$\left.\begin{array}{l} s_1 \leqq \frac{D}{25} \text{ für ungleichstarke} \\ \text{und } s_1 \leqq \frac{D}{30} \text{ für gleichstarke Ringe,} \\ h = 2\,s_1, \\ a = \frac{5}{4}\,h \text{ bis } 1{,}5\,h \text{ oder } 0{,}1\,D. \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots$$

Mit

$$s_1 = \frac{D}{25} \text{ und } a = \frac{10}{4}\,s_1 \text{ folgt aus Gl. 444}$$

$$a = r\left(\frac{r_1}{s_1}\right) 4\,\pi\,k_b\,\alpha,$$

$$2{,}5 = \sim (12{,}5)^2\,\frac{4\,\pi}{800\,000}\,k_b,$$

$$k_b = \sim 1000.$$

---

[1]) In Wirklichkeit gestalten sich die Verhältnisse verschieden, je nachdem — ab v. A. — der Ring im Inneren noch die Gusshaut besitzt oder nicht. Ist Ersteres der Fall, weisen sich nach Versuchen des Verfassers der Dehnungskoeffizient α, die Biegungsfestigk Ringes, wie auch die Neigung zu bleibenden Formänderungen geringer, als wenn die G beseitigt wird (vergl. S. 36 u. f.). Dass bei einer Anstrengung des Gusseisens von $k_b = 1$ namentlich wenn es auf der Seite der gezogenen Fasern bearbeitet wurde, schon recht m bleibende Formänderungen erwartet werden müssen, darf nicht unerwähnt bleiben (s. d. V dahin gehende Versuche in der Zeitschrift des Ver

Ferner

$$p = \frac{1000}{12}\left(\frac{1}{12,5}\right)^2 = 0,53\ ^{kg}.$$

Bei der Entscheidung über die Ringstärke ist das S. 433 Gesagte im Auge zu behalten. Das Bestreben, die Abnützung auch an den Stirnflächen der Dichtungsringe herabzuziehen, und wenn sie eingetreten ist, für die Abdichtung unschädlich zu machen, lassen die Abbildungen Fig. 256 u. f. deutlich erkennen.

Für Sonderkonstruktionen, wie sie oben von Fig. 256 an besprochen worden sind, gelten naturgemäss die über die Ringstärke gemachten Angaben nicht ohne Weiteres. In solchen Fällen müssen die besonderen Verhältnisse erwogen werden.

Der Durchmesser des Kolbenkörpers soll nur sehr wenig kleiner sein als die Cylinderbohrung (vergl. die Ausnahme Fussbemerkung 1, S. 445). Stehen die Ringe bedeutend über den Kolben vor, so werden die Stirnflächen frühzeitiger geschädigt, als wenn dies nicht der Fall ist, wie das eine Betrachtung der Fig. 265 erkennen lässt. Dazu kommt dann noch bei den Kolben der Dampfmaschinen die Vergrösserung des schädlichen Raumes und diejenige der Oberflächen, an denen sich der für die Wirthschaftlichkeit des Betriebes nachtheilige Wärmeaustausch zwischen dem Dampfe und den Cylinder- wie Kolbenmassen vollzieht.

Fig. 265.

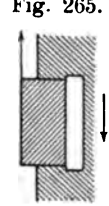


Fig. 198, Taf. 27, zeigt einen der Konstruktion Fig. 196 ähnlichen Kolben. Der Körper besteht aus Schmiedeisen, die Ringe, deren hier zwei bis fünf über einander liegen, bestehen aus Stahl oder Bronce, wohl auch aus Schmiedeisen von 6 bis 12 ^{mm} Stärke und 6 bis 10 ^{mm} Höhe. Sie werden stumpf gestossen und legen sich vermöge ihrer eigenen Elasticität an die Cylinderwandung an. Die Konstruktion zeichnet sich durch ihre Einfachheit und Billigkeit aus. Allerdings bilden die Stossstellen kleine Kanäle für das Entweichen des Dampfes. Durch Versetzen derselben und Anordnung von mehr als zwei Ringen lässt sich diesem Nachtheil in den Fällen, in denen dieser Kolben zur Anwendung gelangt, genügend beikommen.

Die Kolben Fig. 196 und 198 liefern grössere schädliche Räume und grössere Oberflächen für den Wärmeaustausch, als geschlossene Kolben. Sie sind deshalb für Dampfmaschinen, in denen das im Dampfe enthaltene Arbeitsvermögen möglichst nützbar gemacht werden soll, nicht zweckmässig.

Entschieden vorzuziehen ist in dieser Hinsicht die Konstruktion Fig. 199, Taf. 27, welche einen G. Kuhn'schen Dampfkolben wiedergiebt. Einen Dampfkolben für kleinere Cylinderdurchmesser mit besonderem Spannring zeigt Fig. 200, Taf. 27. Bei beiden Konstruktionen ist dafür Sorge getragen, dass die gegen einander versetzten Stösse der Dichtungsringe verhindert werden, über einander zu gelangen. Ebenso sind die Schrauben und Muttern gegen Lösen gesichert.

Fig. 201, Taf. 27, stellt einen Kolben für die Warmwasserpumpe einer Kondensationsdampfmaschine dar. Die Dichtungsringe sind hier von Bronce und werden — wie bei Fig. 200 — noch durch einen besonderen Spannring nach aussen gepresst.

Fig. 202, Taf. 27, zeigt einen Gebläsekolben, wie ihn Riedler[1]) für wagrechte Bessemergebläse zur Ausführung bringen liess. Die Verbindung mit der Stange erfolgt durch halb versenkten Keil, für welchen eine entsprechende Aussparung im

---

[1]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 3.

Stopfbüchsengehäuse vorgesehen ist. Die Dichtungsringe werden durch eine Spiralfeder auch in achsialer Richtung angepresst. Die Schraubensicherung wird durch Platten bewirkt, die in schwalbenschwanzförmige Nuthen eingeschoben die Schraubenköpfe vollständig überdecken und durch Klemmschrauben in ihrer Lage gehalten werden.

Die Fig. 203, Taf. 27, geben die Konstruktion eines älteren Kolbens mit besonderer Stellvorrichtung wieder. Mittelst zweier Schrauben, welche sich einerseits gegen einen federnden Ring c, andererseits gegen die beiden Keilkörper d stützen, können die beiden Liederungsringe mehr oder weniger gespannt werden. Damit die sich nach auswärts bewegenden Keile keine Rinnen in die Cylinderwandungen einarbeiten, sollen sie aus sehr weichem Rothguss bestehen. Es ist das um so nöthiger, als die radiale Abnützung der Keile eine viel bedeutendere sein muss, als die der Ringe. Wenn die Ringe sich um x in radialer Beziehung abgenützt haben, so muss der Keil sich um $\pi\, x$ ctg α radial auswärts bewegt haben, d. i. für den höchstens zulässigen Werth $\alpha_{max} = 45^0$ $3{,}14\, x$. Hiernach ist also die Abnützung des Keiles mindestens dreimal so gross, als diejenige der Ringe. Entspricht das Verhältniss der Abnützungsfähigkeit des Keil- und des Cylindermaterials diesem Umstande nicht, so ist das Einarbeiten einer Rinne oder die Entstehung einer Erhöhung an der Cylinderwandung unvermeidlich. Da hier der Druck des Ringes gegen den Cylinder in der Nähe des Keiles grösser ausfällt als anderwärts, so wird an diesem Theile des Cylinders eine stärkere Abnützung zu erwarten sein, selbst wenn der Keilwinkel $2\,\alpha$ 60^0 bis 75^0 nicht überschreitet. So lange der Keil noch nicht am Cylinder anliegt, bleibt infolge der mit der Abnützung wachsenden Oeffnung des Spaltes ein Theil des Cylinders von der Abnützung ausgeschlossen, was zur Entstehung einer Erhöhung führen kann.

Aus dem Gesagten folgt, dass Vorrichtungen, welche das Anlegen der Ringe durch Keile in der angegebenen Weise bewerkstelligen, den Nachtheil ungleicher Abnützung besitzen, dem selbst durch möglichst grosses h und kleines α nur unvollkommen begegnet werden kann.

Aehnliche Stellvorrichtungen zeigen die durch die Fig. 204 und 205, Taf. 28, wiedergegebenen Konstruktionen.

Vollkommener erfolgt bei dem in Fig. 206, Taf. 28, dargestellten Kolben die Spannung des Ringes. Die Nachtheile, welche bei dem Kolben mit Keilspannung hervorgehoben werden mussten, sind hier nicht vorhanden.

Für grosse Maschinen, insbesondere Wasserhaltungsmaschinen, fanden früher Kolben der in Fig. 207, Taf. 28, dargestellten Konstruktion Verwendung. Die Anpressung des Ringes an den Cylinder wird durch Hanf unterstützt, welcher sich im Raum c befindet. Der Ring ist hier schräg aufgeschnitten und mit einer Zunge versehen, die durch Schrauben an der den Ring beim Abdrehen zusammenhaltenden Platte befestigt ist, die ihrerseits wieder in Verbindung mit dem einen Ringende steht. (Vergl. das auf S. 432 Gesagte.) Die Stärke des Liederungsringes pflegte hier nur $0{,}02\, D$ bis $0{,}025\, D$ zu betragen, seine Höhe das Vier- bis Fünffache der Stärke; die Dicke der Hanfpackung etwa so gross wie die Ringstärke.

Aehnliche Kolben finden sich in der Marine, nur erfolgt hier die Stützung der normalen Dichtungsringe gegen den Kolbenkörper nicht durch Hanf, sondern durch eine grössere Anzahl von Federn. In neuerer Zeit scheinen jedoch hier ebenfalls die

›nstruktionen, bei welchen die Dichtungsringe nicht bloss radial, sondern auch hsial angepresst werden, sich einzubürgern.

Die besprochenen Kolben mit Liederungsringen können in zwei Gruppen eintheilt werden: in solche, bei denen sich die Liederungsringe gegen den Kolben-rper stützen, und in solche, bei denen das nicht der Fall ist. Die erste Klasse, welcher die Konstruktionen Fig. 205, 206, 207, Taf. 28, zählen, kann als Gruppe r stützenden Liederungen, die zweite, zu welcher die Kolben Fig. 196 bis 204, ıf. 27, gehören, als Gruppe der freien Liederungen bezeichnet werden. Für nkrecht sich bewegende Kolben sind beide Liederungen zulässig, für liegende ıschinen, die nicht als klein angesehen werden können, etwa von $D = 400$ mm, sollte, sofern das Gewicht des Kolbens und des betreffenden Theiles der Kolben-ınge nicht auf andere Weise getragen wird, diese Tragung durch eine stützende ›derung erfolgen.

β. Kolben ohne Liederungsringe.

Hierher gehören die Kolben mit Labyrinthdichtungen, bezüglich welcher S. 427 u. f. verwiesen werden darf.

Ferner sind hier zu besprechen die eingeschliffenen Kolben. Fig. 208, Taf. 27, ;t den eingeschliffenen Kolben einer der beiden einfach wirkenden Pumpen einer ıdkraftspritze[1]). In der Mitte des aus Bronce gefertigten und in einem Bronce-nder sich bewegenden Kolbens befindet sich eine Schmier- und Schmutzrinne. Die nbegrenzungsflächen sollen unter einem spitzen Winkel an den Cylindermantel chliessen, damit der an diesem befindliche Schmutz u. s. w. sicher abgeschabt wird nicht zwischen die dichtenden Flächen gelangen kann. Die Dauer des Dicht-:ens solcher luftdicht eingeschliffenen Kolben beträgt — bei guter Ausführung entsprechendem Material — selbst in Städten, in denen die Spritzen oft gebraucht den, vier bis fünf Jahre. Dann wird allerdings eine Nacharbeit erforderlich, che bestehen kann entweder in dem Einsetzen einer Manschette, wie in Fig. 209, . 27, gezeichnet ist, oder in der Beschaffung eines neuen wieder einzuschleifenden bens.

Der Vortheil eines solchen eingeschliffenen Kolbens liegt in der geringen Kolben-›ung, in der Betriebssicherheit der Dichtung, so lange die Abnützung nicht weit geschritten ist, gleichgiltig, ob die Pumpe Monate ausser Betrieb war und in er Sommertemperatur trocken gestanden ist.

Allerdings gelingt die Herstellung gut luftdicht eingeschliffener Kolben nicht jeder Maschinenfabrik. Dazu gehören in dieser besonderen Arbeit bewanderte ıte. Ein Umstand, der wohl mit Veranlassung gewesen ist, dass eingeschliffene ben in technischen Handbüchern kaum erwähnt werden, trotz ihres Alters und leich deren Tausende vorhanden sind, ganz abgesehen von den Kolben der Indi-›ren[2]).

In Beziehung auf die Herstellung sei folgender Punkt hervorgehoben. Der ›er ausgebohrte Cylinder aus Bronce ist zunächst mit einem nachstellbaren Kolben,

[1]) Weiteres über solche Kolben und deren Zubehör s. des Verfassers Arbeit: „Die Konstruk- der Feuerspritzen", Stuttgart 1883, insbesondere S. 59 u. f.

[2]) In neuerer Zeit haben Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen den Bau von Material-ungs-Maschinen mit eingeschliffenen Kolben in Angriff genommen.

Fig. 210, Taf. 29, vorzuschleifen, wobei dieser schraubenförmig bewegt werden muss. Dann erst wird der Pumpenkolben eingeschliffen und dazu ausser Oel am besten feines Glasmehl, das frei von Körnchen ist, verwendet.

Ist der Cylinder im Gebrauche einer hohen Pressung bei geringer Wandstärke ausgesetzt, so empfiehlt es sich, denselben vor dem Einschleifen etwa auf das Doppelte zu pressen und ihn längere Zeit hindurch diesem Druck ausgesetzt zu lassen. Damit wird die Elasticitätsgrenze höher gelegt, was bei Bronce ganz am Platze ist, und das spätere Dichthalten gesichert.

Fig. 211, Taf. 28, zeigt einen eingeschliffenen Kolben, wie ihn Verfasser für Dampffeuerspritzen konstruirt hat. Die Konstruktion lässt erkennen, dass nach eingetretener Abnützung in bequemer Weise Ledermanschetten eingelegt werden können, wie gestrichelt gezeichnet. Im neuen Zustande befindet sich eine Holzscheibe an Stelle des ebenen Theiles der Manschetten.

3. Kolbenkörper.

Ausser der Liederung verdient noch der Kolbenkörper und dessen Befestigung mit der Kolbenstange die volle Beachtung des Konstrukteurs.

Wo nicht chemische Einwirkungen, stossend thätige Kräfte und Rücksichten auf möglichst geringes Gewicht eine andere Entscheidung nöthig machen, wird der Kolbenkörper aus Gusseisen, in neuerer Zeit auch häufig aus Stahlguss gefertigt. Aus Bronce oder aus ähnlichen Legirungen werden Kolben in der Regel nur dann hergestellt, wenn sie eingeschliffen werden, also mit ihrer Oberfläche dichten sollen, die dann nach Möglichkeit gut erhalten werden muss; ferner dann, wenn die Flüssigkeit Eisen zu stark angreift, oder wenn Grösse, besondere Konstruktion die Verwendung von Bronce zweckmässiger erscheinen lassen. Stahl und Schmiedeisen pflegen nur benützt zu werden, wenn die bewegten Theile möglichst leicht ausfallen sollen oder wenn die Art der Kraftwirkung schmiedbares Material fordert.

Andere als die genannten Materialien finden nur ausnahmsweise Verwendung.

Bei der Konstruktion gusseiserner Kolben ist die Form so zu wählen, dass die Gussspannungen keine gefährliche Grösse erreichen; auch bei Stahlguss, der zäh sein muss, sind solche zu vermeiden, nöthigenfalls durch langes Glühen zu beseitigen. Wo zusammengeschraubte Kolbenkörper der Liederung wegen erforderlich werden, müssen die Schrauben oder die Muttern behufs Verhinderung des Festrostens aus Bronce gefertigt werden. Ebenso ist dafür Sorge zu tragen, dass die Trennung der Kolbenkörpertheile, insoweit sie beim Nachsehen und Nachziehen der Liederung erforderlich wird, sich bewerkstelligen lässt, ohne dass man dichtende Flächen, welche gebraucht werden, schädigen muss. In der Regel sind diese Gusseisenstücke bei hoher Temperatur fest „zusammengebacken". Die Anordnung von Pressschrauben, wie sie zum Lösen der Cylinder-Schieberkastendeckel u. s. w. verwendet werden, oder wenigstens Anbringen des Gewindes für solche Schrauben kann dann am Platze sein.

Alle Muttern und Schrauben sind gegen selbstthätiges Lösen in einfacher Weise zu sichern.

In den Fällen, in welchen die schädl[illegible] l die Oberflächen, an denen der Wärmeaustausch zwischen dem Dam[illegible] linder- und Kolb[illegible]

massen statthat, gering gehalten werden sollen, müssen vorstehende Schraubenköpfe oder Muttern nach Möglichkeit vermieden, offen gegossene Kolben verschlossen, überhaupt Konstruktion und Form der ausgesprochenen Forderung entsprechend gewählt werden.

Die Befestigung der Kolbenstange mit dem Kolben erfolgt in zuverlässiger Weise mittelst Kegel derart, dass die beiden Kegelflächen auf einander geschliffen und durch Mutter oder Keil gegen einander gepresst werden. Die Muttern sind entweder durch Körnerschläge oder, was besser ist, sonst in einer zuverlässigen Weise zu sichern. Eine besonders für Dampfhämmer empfehlenswerthe Muttersicherung besteht darin, dass man die runde, mit radialen Löchern zum Anziehen versehene Mutter an einer Stelle durchschneidet, festzieht und dann einen rothwarmen Ring um die aufgeschnittene Mutter legt.

Zuweilen finden sich auch Kolben, welche mit der Stange aus einem Stück geschmiedet sind.

Die Berechnung der Scheibenkolben hat in der Regel von dem biegenden Moment auszugehen (vergl. S. 523 u. f., 532 u. f.) und im Auge zu behalten, dass Formänderungen, durch welche das Spielen der Kolbenringe in radialer Richtung erschwert werden würde, nicht eintreten dürfen.

Die Berechnung von hohlen Taucherkolben, wie ein solcher z. B. in Fig. 184, Taf. 26, dargestellt ist, erfolgt bei hohen Pressungen nach Gl. 126, S. 30,

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\, p_a}},$$

worin

r_a der äussere Halbmesser des Kolbens in cm,

r_i „ innere „ „ „ „ „

k zulässige Anstrengung des Materials auf Druck,

p_a der äussere Ueberdruck in $^{kg}/_{qcm}$.

Der Möglichkeit des Kernverlegens ist durch Hinzufügung eines Betrages von etwa 2 bis 5 ^{mm} je nach dem Durchmesser Rechnung zu tragen.

Verlangen Herstellungsrücksichten eine grössere Wandstärke, als die Rechnung liefert, so sind natürlich die Ersteren massgebend. Hierbei ist unter Röhren und Cylinder das Nöthige bemerkt.

II. Kolbenstangen.

Mit Kolbenstange bezeichnet man denjenigen Maschinentheil, welcher die von der Flüssigkeit auf den Kolben übertragene Kraft und Bewegung vom Kolben weg, oder die vom Kolben auf die Flüssigkeit zu übertragende Pressung und Bewegung nach dem Kolben hinleitet.

Der Querschnitt der normalen Kolbenstange ist ein kreisförmiger; für grosse, wagrecht arbeitende Gebläsemaschinen pflegt er nicht selten ein kreisringförmiger zu sein. Als Material steht in erster Linie Flussstahl (der Reinheit und der erlangbaren Glätte der Oberfläche wegen auch dann, wenn die wirkenden Kräfte ein weniger festes Material fordern sollten), sodann folgt Flusseisen, Schweisseisen, Gusseisen (nur ausnahmsweise) und Stahlguss.

Die Beanspruchung der Kolbenstangen kann sein einfacher Zug, einfacher Dr einfacher Zug und Druck, Knickung, Biegung.

Bezüglich der drei erstgenannten Inanspruchnahmen ist nichts weiter zu merken. Hinsichtlich der Knickung gilt nach Gl. 42, S. 15

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2} \text{[1]}, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

sofern bedeutet

P die Kraft, welche durch die Stange von oder nach dem Kolben zu leiten i
Θ das Trägheitsmoment des Stangenquerschnitts,
l die Länge der Stange, gemessen von der Mittelebene des Kolbens bis zur Ach des Kreuzkopfzapfens,
α den Dehnungskoeffizienten des Stangenmaterials,
$\mathfrak{S}$ eine mit Rücksicht auf die besonderen Verhältnisse der vorliegenden Aufgal zu wählende Zahl (Sicherheitskoeffizient, vergl. des Verfassers „Elasticität un Festigkeit", § 25).

Für stehende Maschinen, sowie für liegende Maschinen dann, wenn di vom abwärts wirkenden Kolbengewicht hervorgerufene und excentrisch zur Kolben stange angreifende Reibung nicht von Erheblichkeit ist, darf gesetzt werden

$\mathfrak{S} =$ 8 bis 11, wenn die Belastung zwischen O und P schwankt,
$\mathfrak{S} = 15$ „ 22, „ „ „ „ $+P$ und $-P$ schwankt.

(Vergl. übrigens das hinsichtlich der Wahl von $\mathfrak{S}$ auf S. 503 Gesagte, welche auch hier zu einem Theile Geltung hat.)

Kolbenstangen, in denen der Wechsel der Kraftrichtung mit Stosswirkunge verknüpft ist, sind unter Einführung eines entsprechend höheren Werthes für $\mathfrak{S}$ zu berechnen.

Für den vollen Kreisquerschnitt vom Durchmesser d wird

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\frac{\pi}{64} d^4}{l^2} = \backsim \frac{1}{2 \mathfrak{S} \alpha} \frac{d^4}{l^2}, \quad . \; . \; . \; . \; . \; 44$$

für den Kreisring mit den Durchmessern d und d_0

$$P = \frac{1}{2 \mathfrak{S} \alpha} \frac{d^4 - d_0^4}{l^2} . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 44$$

Aus Gl. 447 folgt bei $\alpha = \frac{1}{2\,200\,000}$ für $d = 1^{\text{cm}}$ und $l = 100^{\text{cm}}$

a) mit $\mathfrak{S} = 11$

$$P_0 = \frac{1}{2 \,.\, 11} \,.\, 2\,200\,000 \frac{1^4}{100^2} = 10^{\text{kg}},$$

b) mit $\mathfrak{S} = 22$

$$P_0 = \frac{1}{2 \,.\, 22} \,.\, 2\,200\,000 \frac{1^4}{100^2} = 5^{\text{kg}},$$

---

[1]) Eine Unterscheidung zwischen den verschiedenen Liederungen ist nicht zu der Durchmesser des Kolbenkörpers sehr wenig abweicht von demjenigen fordern ist.

Kein Endpunkt einer Kolbenstange liegt so fest, da betrachtet werden kann (vergl. hierüber des Verfassers Elastic

d. h. ein Stab vom Durchmesser 1 cm und von der Länge 1 m darf mit $P_0 = 10$, bezw. 5 kg belastet werden. Somit allgemein

$$P = P_0 \frac{d^4}{l^2} \text{ oder } d = \sqrt[4]{\frac{P}{P_0} l^2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 449$$

wobei l in m einzuführen ist.

Beispielsweise findet sich die Stärke der Kolbenstange einer liegenden Dampfmaschine, für welche $P = 5000$ kg, $l = 1{,}5$ m mit $\mathfrak{S} = 22$ zu

$$d = \sqrt[4]{\frac{5000}{5} 1{,}5^2} = 6{,}9 \text{ cm}.$$

Bei liegenden Maschinen von grösseren Abmessungen und bei solchen mit schweren Kolben muss die Kolbenstange eine beiderseits (also auch auf der Bodenseite des Cylinders) durchgehende sein und auf beiden Seiten geführt werden. Soll sie hierbei die Aufgabe eines Trägers erfüllen, was zu verlangen ist, so muss ihre Stärke derart bestimmt werden, dass die Durchbiegung den höchstens noch für zulässig erachteten Betrag, d. h. etwa 1 bis 2 mm nicht überschreitet[1]). Ist

L die Entfernung der gerade geführten Stützpunkte der Kolbenstange[2]),

G_k das in der Mitte der Stange wirkend gedachte Gewicht des Kolbens,

G_s „ Gewicht der Stange,

y' die Durchbiegung in der Mitte der Stange, d. i. im Angriffspunkte der Kraft G_k,

$$\Theta = \frac{\pi}{64} d^4 = \backsim \frac{1}{20} d^4, \text{ bezw. } \frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4) = \backsim \frac{1}{20} (d^4 - d_0^4)$$

so folgt nach Gl. 27, S. 11,

$$y' = \left(G_k + \frac{5}{8} G_s\right) \frac{\alpha}{\Theta} \frac{L^3}{48}.$$

Soll das Gewicht des Kolbens und des betreffenden Theiles der Kolbenstange unmittelbar von der Cylinderwandung getragen und so die Durchbiegung vermieden werden, so giebt man dem Kolbenkörper (im Gegensatz zum Inhalt der Fussbemerkung 1 dieser Seite) einen Durchmesser so gross, dass er ohne zu klemmen der Cylinderbohrung entspricht, und ordnet womöglich überdies eine den Kolben stützende Liederung (S. 441) an. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Pressung zwischen dem gleitenden Kolben und dem ihn tragenden Cylindermantel nicht grösser sich ergiebt, als man in der Berührungsfläche zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn für zulässig erachtet (S. 511). Die bei so getragenen schweren Kolben im Betriebe auftretende, Kolben und Stange excentrisch belastende Reibung kann unter Umständen eine recht bedeutende Anstrengung sowie recht erhebliche Formänderungen der Stange und Klemmungen des Kolbens im Cylinder zur Folge haben, namentlich dann, wenn die Stärke der Stange zu gering gewählt wurde. Auch die Rückwirkung auf die Stopfbüchsen bleibt dann nicht aus. Verfasser

---

[1]) Der Halbmesser des Kolbenkörpers ist dann mindestens um das 1,5- bis 2fache der zugelassenen Durchbiegung kleiner zu wählen, als der Halbmesser der Cylinderbohrung.

[2]) Die Führungen in den Cylinderdeckeln können nur dann als Stützpunkte gelten, wenn — was in der Marine zuweilen geschieht — man die Stopfbüchse zu einem Lager mit nachstellbarer Unterschale gestaltet. Für gewöhnlich ist das nicht der Fall, weshalb L von Mitte des Kreuzkopfes bis zur Mitte des hinteren Schlittens gerechnet werden muss.

ist auf Grund seiner Erfahrungen entschieden für reichliche Bemessung des Stangenquerschnittes.

In Fällen der soeben bezeichneten Art, wie auch dann, wenn die Stärke der Stange von der höchstens für zulässig erachteten Durchbiegung abhängig gemacht wird, hat man auf möglichste Verminderung der Gewichte G_k und G_s bedacht zu sein, und kommt so zu Kolben aus geschmiedetem Material oder aus zähem Stahlguss und zu hohlen Kolbenstangen.

Kollmann hält die Entstehung einer Krümmung kolbentragender Stangen im Betriebe fern, indem er durch das Kolben- und Stangengewicht nicht die gerade hergestellte Stange krumm durchbiegen lässt, sondern die Kolbenstange derartig gekrümmt herstellt, dass sie unter Einwirkung der Schwerkräfte zu einer geraden Stange durchgebogen wird. Die rohe Kolbenstange erhält eine der voraussichtlichen Durchbiegung annähernd entsprechende Krümmung und wird um so viel länger gemacht, dass ihre Enden bis zur Mitte des Kreuzkopfes, bezw. des Tragschuhes der betreffenden Dampfmaschine reichen, worauf sie an diesen Punkten derartig auf zwei Lagerböcke einer Drehbank aufgebracht wird, dass die erhabene Seite der Krümmung nach oben zu liegen kommt, und dass die Stangenenden in genau gleicher Höhe über dem Drehbankbett sich befinden. In dieser Lage werden die Letzteren sicher befestigt. Hierauf wird die rohe Stange da, wo später der Kolben seinen Sitz erhalten soll, durch ein Gewicht G_k belastet und nimmt nunmehr infolge der Durchbiegung eine annähernd gerade Form an. Hieran schliesst sich das Abdrehen der elastisch durchgebogenen Stange mittelst rotirenden Stichelgehäuses u. s. w.

C. Stopfbüchsen.

Durchdringt eine bewegte Stange die Wand, welche zwei Räume trennt, in denen sich Flüssigkeiten von verschiedener Beschaffenheit befinden und deren Uebertritt von dem einen in den anderen Raum zu verhindern ist, so muss eine Abdichtung gegenüber der Oberfläche der bewegten Stange und gegenüber der ruhenden Lochwandung stattfinden. In der Herbeiführung dieser Abdichtung besteht der Zweck der Stopfbüchse.

Die wesentlichen Theile einer Stopfbüchse sind: Die Brille *a*, Fig. 212, Taf. 29, die Packung im Raume *b*, die Büchse *c*, die Schrauben *d* zum Zusammenpressen der Packung. Nicht wesentlich sind die Grundbüchse *e* und der Oelring *f*, Fig. 213, Taf. 29.

Als Dichtungsmaterial werden verwendet: Hanf, Baumwolle, Leder, Gummi, Asbest, Metallgewebe, Metallringe u. s. w.

I. Stopfbüchsen mit Hanf, Baumwolle u. dergl. als Packungsmaterial.

Früher war es vorzugsweise Hanf, welcher als Packung Verwendung fand und zwar in Form von sogenannten Hanfzöpfen (geflochten), die mit geschmolzenem Talg getränkt sind. Sie werden spiralförmig in den Raum zwischen Kolbenstange und Büchsenwandung eingelegt und festgedrückt unter Zuhülfenahme von Hammer und Schlagholz oder Schlageisen. Dabei ist auf gleichmässig starke Schichtung zu

achten. Diese Rücksicht lässt sich am vollkommensten und leichtesten erfüllen, wenn man statt der spiralförmigen Lagen, wie eben angegeben, volle Kreisringe einlegt, die aus gleichmässig starken Strecken der Hanfzöpfe gebildet worden sind.

In neuerer Zeit hat die Baumwolle ihrer grösseren Elasticität und der grösseren Feinheit ihrer Fasern wegen den Hanf als Packungsmaterial zurückgedrängt. Sie pflegt in Form von geflochtenen Schnüren mit rundem oder auch mit quadratischem Querschnitt (dessen Ecken abgerundet sind) und dessen Durchmesser, bezw. Seitenlänge der Breite des ringförmigen Packungsraumes der Stopfbüchse entspricht, zur Verwendung zu gelangen. Die Packung baut man alsdann entweder aus einzelnen, schräg geschnittene Endflächen besitzenden Stücken in Form von Ringen mit stumpf, in einer Sehne sich berührenden Enden und unter Versetzung der Stossstellen zusammen oder man legt die Schnur spiralförmig ein, wie oben bei dem Hanf erwähnt. Je nach der Art der Flüssigkeit, gegenüber welcher abgedichtet werden soll, wird die Baumwolle mit Talg behandelt oder mit geschmolzenem Talg vollständig durchtränkt, oder auch in Talg gekocht. Letzteres empfiehlt sich beispielsweise unter Verwendung locker geflochtener vierkantiger Stränge gegenüber stark gepresstem Wasser und ist zweckmässigerweise noch dadurch zu ergänzen, dass jeder in den Packungsraum eingebrachte und festgedrückte Ring mit heissem Talg übergossen wird.

Die folgenden, auf die Form und Abmessungen der Stopfbüchsen sich beziehenden Erörterungen nehmen entsprechend der Entwickelung der Stopfbüchsenkonstruktionen in erster Linie immer auf das ältere Packungsmaterial, den Hanf, Bezug. Die Konstruktion der Stopfbüchsen bei Verwendung von Baumwolle bleibt im Allgemeinen dieselbe.

Nach dem Einbringen der Packung wird die Brille aufgesetzt, mittelst der Schrauben angezogen und damit die Packung gegen die Stange gedrückt. Falls sich hierbei die Erstere noch bedeutend zusammenpressen lässt, ist die Büchse wieder voll zu machen.

Im Gebrauche nützt sich die Packung ab, infolgedessen von Zeit zu Zeit ein Nachziehen der Brille erforderlich wird.

Ebenso verliert der Hanf mit der Zeit das ihm beim Einlegen mitgegebene Fett, welches dann durch neues ersetzt werden muss. Dieser Ersatz lässt sich hier leichter erzielen als bei den Kolben. Darin liegt ein Grund, weshalb Hanf für Stopfbüchsen noch sehr viel verwendet wurde, als seine Benützung zu Kolbendichtungen schon fast aufgehört hatte.

Bezüglich der einzelnen Theile und Abmessungen der Stopfbüchsen gilt Folgendes.

Die Grösse der Masse des Packungsmaterials steht in geradem Verhältnisse zur Dauer der Packung. Je mehr Packungsmaterial, um so weniger oft wird neues Verpacken der Stopfbüchse erforderlich werden. Daraus ist zu schliessen, dass die Ringbreite $^1/_2\,(d_1 - d)$ gross gehalten werden soll. Wie weit hier zweckmässig zu gehen ist, liegt in dem Ermessen des Konstrukteurs. Mittelwerthe liefert die Gleichung

$$d_1 = d + 4\sqrt{d} \text{ bis } d + 5\sqrt{d},$$

entsprechend einer Packungsdicke von 450

$$s_1 = 2\sqrt{d} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{d},$$

worin sämmtliche Masse in mm.

Für Abdichtung der Stangenoberfläche gegenüber gasförmigen Körpern, wie Dampf, Luft u. s. w. ist ein reichlicher bemessenes d_1 am Platze, als tropfbar flüssigen Körpern, wie z. B. Wasser, gegenüber. Für kleine Stangendurchmesser kommt noch die Rücksicht auf bequemes Verpacken der Stopfbüchse in Betracht. Die Werthe d_1, bezw. s_1 tragen diesem Umstande Rechnung.

Für grössere Höhe der Packung sprechen ausser dem eben angeführten Grund der grösseren Dauer die geringere Pressung, deren sie bedarf, um abzudichten, die dadurch bedingte Schonung der Stangenoberfläche. Die Letztere leidet um so mehr, je stärker die Pressung der Packung ist. Diese enthält immer Verunreinigungen in sich, an denen sich die Stange um so mehr abnützt, mit je grösserem Druck sie angepresst wurde. Der Einfluss solcher kleiner Körper lässt sich an den Rinnen, welche gebrauchte Kolbenstangen nicht selten zeigen, deutlich erkennen.

Gegen hohe Packung spricht der grössere Reibungswiderstand, den sie — bei gleicher Pressung — ergeben, verglichen mit weniger hohen, sowie der Umstand, dass sich die Maschinen mit hohen Stopfbüchsen länger oder höher bauen. Der letztere Grund ist zuweilen Ursache, dass geringe Packungshöhe angeordnet wird.

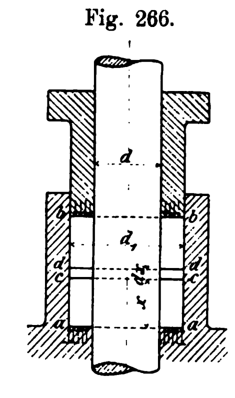
Im Allgemeinen entscheiden wir uns für hohe Packungen und setzen im Mittel

$$h = d_1;$$

jedenfalls

$$h_{max} \lessgtr 3\,(d_1 - d) \text{ bis } 4\,(d_1 - d) = 6\,s_1 \text{ bis } 8\,s_1 \quad \ldots\ldots 451$$

Fig. 266.



Handelt es sich um Abdichtung gegenüber einem gasförmigen Körper, mag h reichlicher, betrifft es Wasserdichtung, kann es knapper gehalten werden.

Sowohl bei d_1 wie bei h kommt auch die Dauer des Betriebes in Betracht. Für fortgesetzt arbeitende, für schnellgehende Maschinen wird grössere Packungsmasse angezeigt sein, als für Maschinen, welche wöchentlich nur einige Stunden im Betriebe sind, und welche geringe Geschwindigkeit besitzen. Die besonderen Verhältnisse legen dem Konstrukteur auch hier nicht selten Beschränkungen auf.

Die Stärke der Stopfbüchsenschrauben hängt zunächst ab von dem Drucke, mit welchem die Packung von aussen nach innen zu pressen ist. Bedeutet, Fig. 266,

p_2 die Flächenpressung in der Ebene $b\,b$, also $p_2 \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)$ den Druck, mit welchem sich die Brille gegen die Packung legt,

p_1 die Flächenpressung in der Ebene $a\,a$, also $p_1 \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)$ den Druck, mit welchem der Grund der Büchse gegen die Packung wirkt,

p die Flächenpressung in der Ebene $c\,c$, bestimmt durch den Abstand x vom Grunde der Büchse,

$p + dp$ die Flächenpressung in der Ebene $d\,d$, bestimmt durch den Abstand $x + dx$ vom Grunde der Büchse,

p_0 den Ueberdruck der durch die Stopfbüchse abzudichtenden Flüssigkeit,

μ den Koeffizienten der Reibung zwischen Packung und Stange und zwischen

Packung und Büchsenwandung, welch' letztere ebenfalls möglichst glatt sein soll, so ergiebt sich unter der Voraussetzung, dass das Scheibenelement $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\,dx$ die Pressung, welche es in achsialer Richtung empfängt, radial gleich gross weiter giebt,

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\,dp = \pi\,(d_1 + d)\,dx\,p\,\mu$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{4\mu}{d_1 - d}\,dx$$

$$\ln p = \frac{4\mu}{d_1 - d}\,x + C.$$

Die Konstante bestimmt sich durch die gleichzeitigen Werthe

$$x = 0, \quad p = p_1,$$

womit folgt

$$p = p_1\,e^{\frac{4\mu x}{d_1 - d}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 452$$

Wird im ungünstigsten Falle $\mu = 0{,}25$ (für Dampfstopfbüchsen u. s. w.) gesetzt und ausserdem noch angenommen, dass die Abdichtung in der Ebene $a\,a$ mit $p_1 = p_0$ für $x = (d_1 - d)$ gerade noch genügend statthat, so folgt

$$p_2 = p_0\,e^{4\,.\,0{,}25} = 2{,}72\,p_0 = \backsim 3\,p_0.$$

Ist

$\mathfrak{z}$ die Anzahl der Stopfbüchsenschrauben,

δ der Durchmesser der Stopfbüchsenschrauben,

so folgt nach den Gl. 165, bezw. 166, S. 96,

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\,3\,p_0 = k_z'\,\delta^2\,\mathfrak{z},$$

worin $k_z' = 225$, bezw. 180 oder 1500, bezw. 1200^{kg} (vergl. S. 96).

Die Muttern der Stopfbüchsen von Dampfmaschinen und dergl. werden verhältnissmässig häufig gedreht. Im Interesse der Dauer des Gewindes und des guten, vollen Anliegens der Gewindeflächen empfiehlt es sich, die Pressung in den Gewindeflächen nicht so hoch zu gestatten, als bei Befestigungsschrauben. Das kann dadurch geschehen, dass die Mutter höher als δ gemacht, oder dass die normale Mutterhöhe beibehalten und δ stärker genommen wird. Verfasser ist im Allgemeinen für den letzteren Weg und setzt deshalb $k_z' \leqq 800$ für δ in engl. Zollen oder $k_z' = 120$ für δ in cm, sodass die erwähnte Flächenpressung höchstens zwei Drittel derjenigen beträgt, welche für gewöhnliche nach Gl. 166 berechnete Befestigungsschrauben eintritt.

Damit wird

$$\left.\begin{aligned}\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\,3\,p_0 &= 800\,\delta^2\,\mathfrak{z}\\ \text{oder}\qquad &= 120\,\delta^2\,\mathfrak{z}\end{aligned}\right\}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 453$$

je nachdem δ in engl. Zollen oder in cm ermittelt werden soll.

Hierin ist für p_0 mindestens 3 zu setzen und zu beachten, dass im gewöhnlichen Maschinenbau $\delta \geqq 1/2''$ engl. zu wählen ist. Schwächere Schrauben sind nur in Sonderfällen anzuordnen.

Beispiel. Der Durchmesser der abzudichtenden Kolbenstange einer Dampfmaschine ist 100^{mm}, die grösste Pressung im Innern des Dampfcylinders betrage 5^{kg} Ueberdruck, hiernach ist bei 3 Stopfbüchsenschrauben und sofern nach Gl. 450

$$d_1 = 100 + 5\sqrt{100} = 150^{mm}$$

gewählt wird, für die Schraubenstärke massgebend

$$\frac{\pi}{4}(15^2 - 10^2) \,.\, 3 \,.\, 5 = 800\,\delta^2 \,.\, 3$$

$$\delta = 0{,}783'' \text{ engl.},$$

welcher Betrag je nach dem Ermessen des Konstrukteurs Abrundung auf $^3/_4''$ oder $^7/_8''$ engl. zu erfahren hat.

Für die Stopfbüchsen hydraulischer Apparate mit sehr hohen Pressungen des Druckwassers geht man bis auf $p_2 = \frac{5}{4}p_0$ herab und erhält damit die Beziehung

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\frac{5}{4}p_0 = k_z'\,\delta^2\,\mathfrak{z}.$$

In Fällen dieser Art gestattet man überdies hohe Beanspruchung der Schrauben. $k_z' = 270$, bezw. 216 oder 1800, bezw. 1440^{kg} (vergl. Fussbemerkung S. 96).

Die Anzahl der Stopfbüchsenschrauben hängt, wenn zunächst von der Grösse der zu übertragenden Kraft abgesehen wird, vorzugsweise ab von der Möglichkeit eines gleichmässigen Anziehens [1]) und von der Befestigung der Brille so, dass deren Achse mit der Stangenachse zusammenfällt. Das ist am besten erreichbar mit einer einzigen Schraube oder Mutter, welche die Brille gegen die Packung drückt (Fig. 220 bis 222, Taf. 29), dann durch drei Schrauben mit Muttern, weil dadurch die Möglichkeit geboten ist, die Flansche der Brille an drei Punkten zu sichern, welche erforderlich und ausreichend sind, um die Ebene der Flansche und damit die Lage der Brillenachse zu bestimmen. Wenn trotzdem oft Stopfbüchsen mit zwei Schrauben vorkommen, insbesondere bei kleinem Stangendurchmesser, so liegt das in der Kostspieligkeit der Konstruktion mit einer Mutter, und darin, dass sich nicht immer Platz und Zugänglichkeit schaffen lässt, um mit dem Schlüssel bequem drei Muttern anziehen zu können (für zwei Muttern lässt sich das leichter erreichen), sowie darin, dass sich die Stopfbüchse mit 2 Schrauben in der Regel billiger stellt als mit drei.

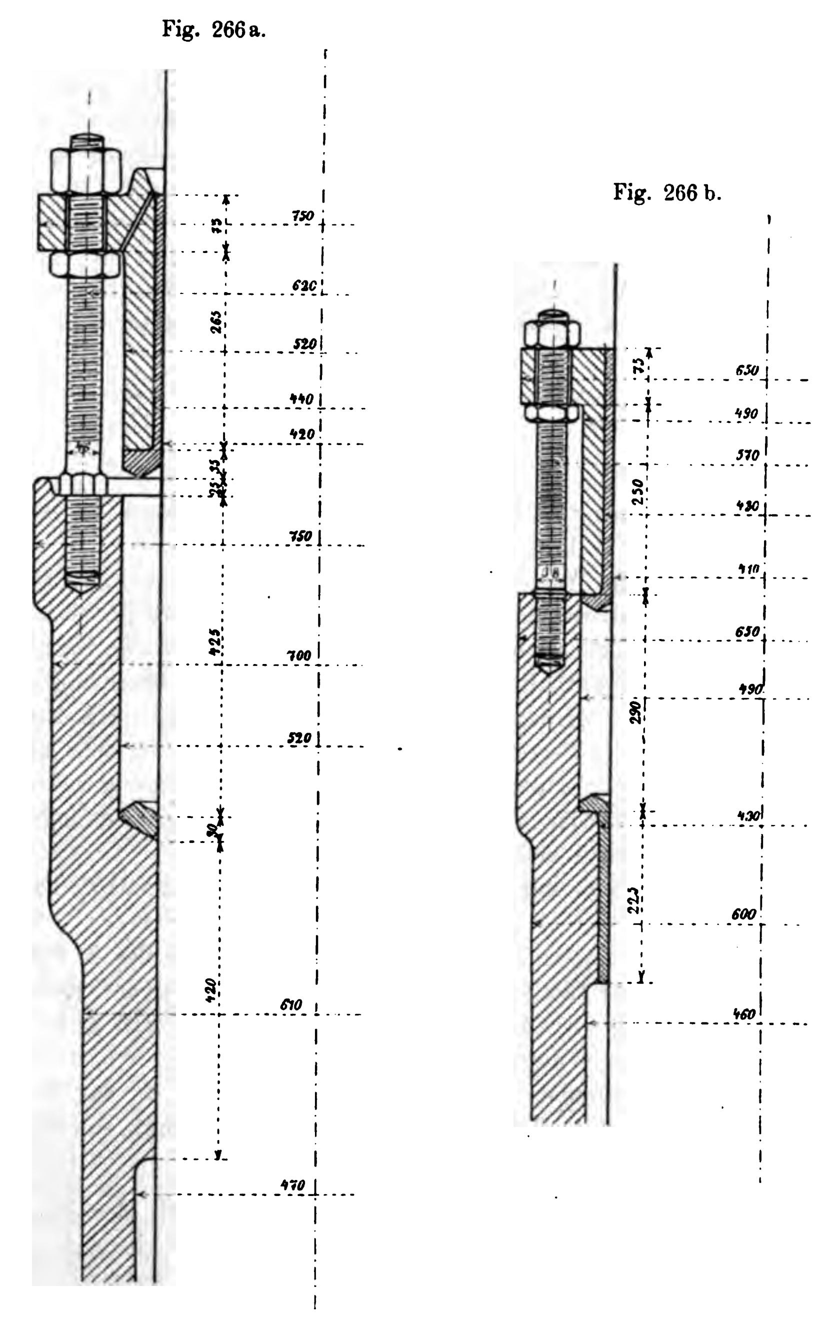
Mehr Schrauben als drei anzuwenden, ist mit Rücksicht darauf, dass drei Schrauben die Lage der Brillenachse durch die Flanschenebene vollständig bestimmen, nur dann angezeigt, wenn die Grösse der auszuübenden Kraft es erfordert. Dies trifft z. B. zu für Stopfbüchsen von Pumpen mit Taucherkolben, wenn deren Durchmesser und die Flüssigkeitspressung so gross sind, dass mit 3 Schrauben nicht mehr auszukommen ist, ferner für die Stopfbüchsen von Akkumulatoren u. s. w. So zeigt Fig. 266a

[1]) Um das gleichmässige Anziehen zu sichern, pflegt man wohl auch bei grossen Maschinen, so namentlich bei denjenigen der Marine, die grösseren und wichtigeren Stopfbüchsenbrillen mit besonderen Anziehvorrichtungen zu versehen, meist derart, dass die Muttern in welche Schnecken eingreifen, die auf gemeinschaftlicher Spindel sitzen Anziehvorrichtungen sind zwei Stopfbüchsenschrauben ganz am Plat

eine Konstruktion der letzteren Art mit 12 Schrauben von $1^3/_4''$ engl. Durchmesser bei $50^{kg}/_{qcm}$ Arbeitspressung des Wassers, Fig. 266 b die Kolbenstopfbüchse eines

Fig. 266 a.

Fig. 266 b.



hydraulischen Krahnes mit 8 Schrauben von $1^1/_2''$ engl. Stärke (Rudolf Dinginger in Cöthen).

Beim Anziehen der Stopfbüchse ist darauf zu achten, dass dieselbe auf der Stange nicht klemmt. Die Schraubenlöcher in der Brille sind etwas grösser zu halten, **als der Durchmesser** der Schrauben.

Da die Packung, gegen welche die Brille gepresst wird, sich abnützt und diese Pressung selbst sich ändert, so sind einfache Muttern, welche sich gegen die Brillenflansche legen, nicht im Stande, diese dauernd in ihrer Lage zu erhalten. Sie werden sich vielmehr von selbst lockern. Das zu verhindern, sind Gegenmuttern anzuordnen, wie dies z. B. die Fig. 215 und Fig. 212, Taf. 29, zeigen. Die letztere Art und Weise, bei welcher die Brillenflansche zwischen den beiden Muttern liegt, ist aus zwei Gründen vorzuziehen: einmal wird dadurch die Flansche festgelegt und Klemmen bei einseitiger Abnützung der Packung vermieden, was bei der Gegenmutter in Fig. 215 nicht möglich ist, und zweitens bietet die untere Mutter ein sehr bequemes Mittel, die Brille aus der Büchse zu ziehen, welches besonders bei grossen und schweren Stopfbüchsen nicht ohne Werth ist. Besitzt die Stopfbüchse mehr als 3 Schrauben, so genügt es, 2 oder 3 von ihnen mit Gegenmutter zum Lüften der Brille zu versehen.

Die Anordnung der Muttern unterhalb bedingt allerdings eine um die Mutterhöhe längere Brille, weshalb man sie, was zulässig, häufig niedriger als normale Muttern hält.

Die Befestigung der Schrauben mit der Büchse kann in verschiedener Weise erfolgen.

Die einfachste Art der Verbindung giebt die Stiftsschraube, Fig. 215 und 216, Taf. 29. Sie gestattet ausserdem die Einwärtsbewegung der Brille bis zur Büchse, sofern die untere Mutter nicht vorhanden ist. Sie bietet dagegen den Nachtheil, beim Transport der die Büchse enthaltenden Cylinderdeckel leicht beschädigt, verbogen und auch abgebrochen zu werden. Die Beseitigung des dann im Loche sitzenden Schraubenstückes, sowie die Befestigung einer neuen Schraube ist sehr umständlich. Diesen Nachtheil besitzt die in den Fig. 214 dargestellte Befestigungsweise nicht, da die Schraube mit Kopf entweder wie oben oder wie unten gezeichnet angeordnet ist, sich also leicht herausnehmen und einsetzen lässt.

Aehnlich verhält es sich mit der Befestigung in Fig. 212, 213, Taf. 29, und Fig. 223, Taf. 30.

Der Nachtheil der letzteren Befestigungsweisen gegenüber der in Fig. 214 dargestellten, allerdings etwas theureren Konstruktion, besteht in der grösseren Entfernung der Schrauben von der Achse der Kolbenstange. Fig. 212 giebt wegen des vorstehenden Kopfes eine um dessen Höhe h_3 längere Brille.

Der Abstand der Schrauben von der Achse, welcher von d_1, der Wandstärke s der Büchse und ihrer Befestigungsweise mit der Letzteren abhängt, soll nicht grösser als nothwendig genommen werden.

Die Wandstärke s der Büchse kann ungefähr gleich der Packungsdicke $s_1 = 0{,}5\ (d_1 - d)$ genommen werden, sofern nicht Gründe (wie z. B. Grösse der Querschnitte der anschliessenden Theile) anders bestimmend auftreten.

Die Höhe h_2 der meist aus Bronce gefertigten Grundbüchse, welche bei der Kolbenstange liegender Maschinen, bei Schieberstangen u. s. w. gleichzeitig Führungsbüchse ist, soll in solchen Fällen grösser sein als da, wo seitliche Kräfte nicht wirken, wie z. B. bei den Stangen stehender Maschinen. Als [illegible] für liegende Kolbenstangen kann angesehen werden

$$h_2 = d$$

Für senkrechte Kolbenstangen genügt die drei- bis vierfache Packungsdicke, also

$$\max h_2 = 1{,}5\,(d_1 - d) \text{ bis } 2\,(d_1 - d).$$

Die Wandstärke der Grundbüchse schwankt zwischen 4 bis etwa 12 mm, je nach dem Durchmesser und je nach der seitlichen Abnützung, welche zu erwarten ist und die für zulässig erachtet wird, ehe die Einsetzung einer neuen Büchse zu erfolgen hat. Bei grossen Schiffsmaschinen findet man wohl auch die Grundbüchse zu einem Traglager mit verstellbarer Unterschale ausgebildet, mit der Aufgabe, die durch den Kolben schwer belastete Kolbenstange zu tragen.

Die Abschrägung nach der Stange zu beträgt etwa 1 : 2. Manche Konstrukteure entscheiden sich für eine zweiseitige Abschrägung, wie dies Fig. 215, Taf. 29, zeigt. Beide Abschrägungsweisen sind mit gleichem Erfolge im Gebrauch. Auch Stopfbüchsen ohne Abschrägung kommen vor.

Die Brille wird für schwache Stangen aus Bronce gefertigt, für stärkere aus Gusseisen mit Broncefutter, welches ungefähr dieselbe Stärke erhält, wie die Grundbüchse.

Der äussere Durchmesser der Brille soll um etwa 0,5 bis 2 mm (je nach der Grösse von d) kleiner sein als d_1, aus folgenden Gründen. Die Bewegung der Kolbenstange weicht in der Regel um mehr oder weniger von der Achse des Cylinders, also auch von derjenigen der Büchse ab. Um zu vermeiden, dass sich die Brille infolgedessen zu schnell ausnütze, muss Spielraum vorhanden sein, entweder zwischen Stange und Brille oder zwischen Brille und Büchse. Im ersteren Fall wird sich die Brille beim Anziehen der Schrauben in der Büchse führen müssen. Diese Führung ist wenigstens zu Anfang so kurz, dass ein Klemmen sich nicht gut vermeiden lässt. Im zweiten Falle führt sich die Brille an der Stange. Diese Führung ist lang genug, dass ein Klemmen auf der Stange nicht statt hat. Demnach muss der Spielraum zwischen Brille und Büchse vorhanden sein. Allerdings tritt dann leicht die Erscheinung auf, dass die Brille durch ihre Bewegungen die Abweichung der Kolbenstange von der Achse nach aussen zur Kenntniss bringt. Will man dies nicht, so muss der Spielraum zwischen Stange und Brille gelassen werden.

Eine Ausnahme von obiger Regel zu machen, empfiehlt sich für drehende Stangen, besonders wenn diese schwingen, weil bei eng an die Stange anschliessender Brille das Gewinde der Schrauben leidet, und weil diese selbst auf Biegung in Anspruch genommen werden würden.

Die Höhe h_1 der Brille, Fig. 212, ist dadurch bestimmt, dass sie, am weitesten in die Büchse eingeschoben, nicht mehr Packungshöhe lässt, als erforderlich ist, um gerade noch abzudichten. Diese Mindesthöhe kann etwa $d_1 - d$ genommen werden. Das würde geben für die Brille der Fig. 213

$$h_1 = h - \frac{d_1 - d}{2} + \delta$$

und für diejenige der Fig. 212

$$h_1 = h - \frac{d_1 - d}{2} + \delta + h_3.$$

Die Flansche der Brille erhält bei 2 Schrauben die in Fig. 212 gezeichnete

Form, bei 3 Schrauben wird sie kreisförmig gestaltet. Ihre Stärke beträgt bei Gusseisen etwa

$$\frac{5}{4}\,\delta,$$

sofern nicht besondere Gründe für die Wahl einer anderen Abmessung vorliegen.

Bei 2 Schrauben der Flansche die Form einer Ellipse zu geben, führt eine unnöthige Vertheuerung der Herstellung herbei. Wird die Ellipsenform genau gearbeitet, so wird die Brille theurer, wird sie nicht genau gearbeitet, so sieht die Brille unschön aus. Grosse Breite der Flansche, soweit solche überhaupt erforderlich wird, kann man bei der aus Kreisbögen und geraden Linien zusammengesetzten Begrenzung ebenso erzielen, indem man die Mittelpunkte der Kreise entsprechend wählt.

Die Zuführung von Schmiermaterial nach der Packung erfolgt vortheilhaft in der Weise, dass man, wie z. B. in Fig. 219, einen Oelraum in der Büchse schafft, dessen Abdichtung nach aussen hin durch eine besondere Stopfbüchse erfolgt. Die Letztere entfällt, wenn der Oelraum in der Brille nach Massgabe der Fig. 213 angelegt wird. Auf das Schmierloch kann ein Oelgefäss aufgesetzt werden.

Weniger vollkommen in Bezug auf Schmierung sind die anderen Konstruktionen, bei denen das Oel nur verhältnissmässig langsam an die Packung gelangt.

Bei den liegenden Stopfbüchsen Fig. 214 und 215 wird die Stange durch Eingiessen von Oel in das Loch *g* geschmiert, bei der aufwärts stehenden Stopfbüchse in derselben Weise, bei abwärts hängenden, Fig. 216 und 218, durch Füllen der Rinne *h* mit Schmiermaterial, welches durch das Loch *g* an die Stange gelangt. Bei der Konstruktion Fig. 223, Taf. 30, wird mit dem Schmiermaterial die Ringschale *h* beschickt, welche durch Metalldichtungen, wie sie bei den Kolben besprochen worden sind, das Entweichen derselben nach unten verhindern. Die Schale selbst wird durch die drei verlängerten Stopfbüchsenschrauben gehalten.

Die Stange der horizontalen Stopfbüchse Fig. 217, Taf. 29, wird mittelst Docht geschmiert, der einerseits in den Schmierbehälter *a* eintaucht und dessen anderes Ende sich in dem Schmierloch *b* befindet.

Der Zweck der Erhöhungen *c* in den Cylinderböden Fig. 218, Taf. 29, und Fig. 223, Taf. 30 — Cylinder stehen senkrecht — besteht in der Abhaltung etwaiger Unreinigkeiten, welche sonst leicht mit dem Kondensationswasser in die Stopfbüchse, bezw. in die Packung eindringen.

II. Stopfbüchsen mit Leder als Dichtungsmaterial.

Nächst dem Hanf und der Baumwolle findet gegenüber kaltem Wasser als Stopfbüchsenmaterial am meisten Verwendung das Leder. Bei Flüssigkeiten, welche das Leder zerstören oder es in unzulässigem Grade erweichen, wie warmes Wasser, ist dieses Material nicht verwendbar.

Lederstopfbüchsen zeigen die Fig. 220, 221 und 222, Taf. 29. Die Erstere und Letztere dichten gegen inneren und äusseren, Fig. 221 nur gegen inneren Ueberdruck. Des bedeutenden Reibungswiderstandes wegen ist die Konstruktion Fig. 222 nicht zu empfehlen, Fig. 220 verdient entschieden den Vorzug.

Bezüglich der Ledermanschetten darf auf das verwiesen werden, was bei den Kolben über dieselben gesagt wurde, S. 430 u. ff. Ihre Befestigung in der

Stopfbüchse erfolgt hier mittelst Schraube oder Mutter, welche entweder einen sechskantigen Kopf (Fig. 221) oder Löcher *a* (Fig. 220) besitzt. Im ersten Falle geschieht das Anziehen mittelst eines gewöhnlichen Schraubenschlüssels, im letzteren Falle durch einen Schlüssel, der einen Stift zum Eingreifen in die Löcher *a* trägt.

Die Konstruktionen Fig. 220 bis 222 setzen voraus, dass die Theile, welche mit Gewinden zu versehen sind, aus Bronce oder Rothguss bestehen, da Gusseisengewinde, welche wiederholt benützt werden müssen, nicht betriebssicher zu sein pflegen.

Ist in einem gegebenen Falle aus diesem Grunde oder angesichts der Umständlichkeit, mit welcher unter Umständen die Herstellung des Gewindes verknüpft sein kann, die Befestigung der Manschette durch eine Schraube nicht zulässig, so erfolgt dieselbe mittelst Stopfbüchsenbrille durch 2 oder 3 Schrauben, wie das unter I. besprochen worden ist; nur tritt hier an Stelle des Packungsraumes die Ledermanschette.

III. Stopfbüchsen mit Metall als Dichtungsmaterial.

In neuerer Zeit haben die Metallpackungen angefangen, sich einzubürgern, namentlich bei Dampfmaschinen mit hohem Druck, insbesondere bei den Schiffsmaschinen.

Fig. 224a, Taf. 29, zeigt die Howaldt'sche Metallpackung. Sie besteht aus einer Anzahl von je durch einen Schnitt in zwei Theile zerlegten Metallringen mit keilförmigen Seitenflächen. Dieselben werden mit versetzten Stossstellen in der aus der Abbildung ersichtlichen Weise eingelegt, oben wird ein Ring aus elastischer Schnur zugegeben. Durch Anziehen der Stopfbüchsenmuttern wird das oberste und das unterste Ringpaar an die Stange gedrückt, während das mittlere Ringpaar sich gegen die Wand des Packungsraumes legt und hier abdichtet. Die Anzahl der Ringlagen richtet sich je nach den Verhältnissen. Soll beispielsweise die Stange durch die Metallpackung eine gewisse Führung erfahren, so werden mehr Ringlagen angeordnet, als wenn nur die Forderung der Abdichtung zu befriedigen ist u. s. w. Zum Herausnehmen, wie auch zum Einsetzen der einzelnen Ringhälften sind Löcher mit Gewinde vorgesehen.

W. Gminder (D. R.-P. Nr. 51 831), Fig. 224b, Taf. 29, versieht die zweitheiligen, aus Weichmetall gefertigten Dichtungsringe an den cylindrischen Innen- und Aussenflächen mit Ringnuthen von rechteckigem, bezw. dreieckigem Querschnitt. Beim Anpressen werden sich die schmalen Flächen dicht an die Stangenoberfläche, bezw. an die Wandung des Packungsraumes legen und so rascher und sicher abdichten. Naturgemäss dienen diesem Zwecke die Nuthen mit dreieckigem Querschnitt besser, als diejenigen mit rechteckigem; sie sind jedoch an der Innenfläche wegen der grösseren Abnützung, welche die daselbst vorübergleitende Stange herbeiführen müsste, nicht zulässig. Wenn diesen Ringnuthen eine die Pressung vermindernde Wirksamkeit zugeschrieben wird, wie das bisher bei der sogenannten Labyrinthdichtung geschah („die geriffelten Flächen der Packung — auch Labyrinthdichtung genannt — bezwecken Drosselung des Dampfes, wodurch dessen Spannkraft rasch auf Null herabsinkt"), so ist das nach Massgabe des S. 427 u. f. Gesagten ein Irrthum.

Im vorliegenden Falle füllen sich überdies die Nuthen an der Stange mit Oel und Schmutz aus, sind also — kurze Zeit nach der Inbetriebsetzung — überhaupt nicht mehr als Nuthen (Querschnittserweiterungen) vorhanden. Dass alsdann dieses Füllmaterial die Abdichtung sichernd wirkt, liegt auf der Hand.

Beim Einsetzen der Metallpackung sind die kegelförmigen Flächen zunächst gut einzufetten, sodann bringt man mittelst der jeder Packung beigegebenen in die Ringhälften einschraubbaren Halter je zwei zusammengehörige Theilringe gleichzeitig in die Büchse ein, mit dem untersten beginnend, wobei darauf zu achten ist, dass dieser dicht auf der Grundfläche aufliegt. Benützt man zum Zusammenhalten der beiden Ringhälften einen Faden, so darf dessen Wiederbeseitigung nach dem Einsetzen nicht übersehen werden. Die folgenden Ringe — in der Regel 4 Ringlagen, bestehend aus 16 halben Ringen — werden in der Weise eingeführt, dass die Stossstellen je um etwa $^1/_8$ des Umfanges versetzt sind. Obenauf wird ein Ring von gewöhnlicher Schnur- oder Kabelpackung gelegt und die Brille vorsichtig und gleichmässig leicht angezogen. Augenblickliche Abdichtung durch scharfes Anziehen der Muttern zu erzwingen, ist verfehlt. Es muss Zeit gelassen werden: der Stange, sich in die Metallpackung einzuschleifen, dieser, sich der Stange und der Wand des Packungsraumes anzupassen, und den Nuthen, sich mit Schmiermaterial und Schmutz auszufüllen.

Verfasser hält die Gminder'sche Metallpackung für eine der besten Stopfbüchsenpackungen. Dass sie eine prismatische Stange mit guter Oberfläche fordert, hat sie mit allen Metallpackungen gemein. Dagegen wird sie infolge der grösseren Anzahl von Ringnuthen etwa eingedrungenen oder mitgerissenen Sandkörnchen oder dergleichen mehrfach Gelegenheit bieten, in diesen Nuthen zurückzubleiben und so die Stangenoberfläche schonen, zu welchem Zwecke man bei eingeschliffenen Kolben eine besondere Schmutzrinne anzuordnen pflegt (vergl. z. B. Fig. 208, Taf. 27).

Ausser der Howaldt'schen und der Gminder'schen Dichtung werden noch verschiedene andere mehr oder minder zusammengesetzte Metallpackungen zur Ausführung gebracht.

Sechster Abschnitt.

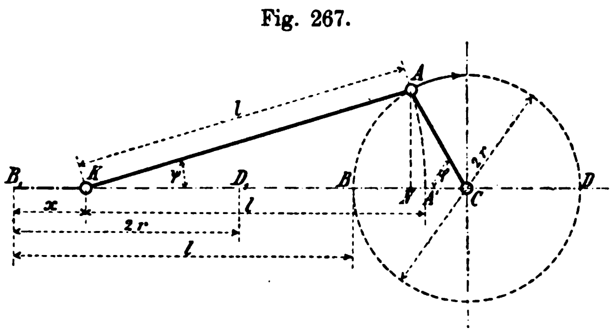
Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in drehende und umgekehrt.

Infolge der eigenartigen, abwechselnd beschleunigten und verzögerten Bewegung, elche einzelne der hierher gehörigen Maschinentheile erfahren, treten Massenkräfte Thätigkeit, die je nach den Umständen Konstruktion und Ausführung dieser Theile, ie auch Gleichförmigkeit und Ruhe des Ganges der Maschine mehr oder minder ark beeinflussen können. Zur Beurtheilung solcher Theile gehört deshalb die Kenntss der Bewegungs-, Kraft- und Arbeitsverhältnisse. Aus diesem Grunde seien zuächst diese für den wichtigsten Fall im Nachstehenden unter A. besprochen.

A. Das Kurbelgetriebe.

Mit Bezugnahme auf Fig. 267 bezeichne

Fig. 267.



C die Achse der Kurbelwelle,

A " " des Kurbelzapfens, der sich im Kreise vom Halbmesser $CA = r =$ Länge der Kurbel bewegt,

B und D die sogenannten todten Punkte des Kurbelkreises,

K die Achse des in der Geraden KC geführten Kreuzkopfzapfens,

$\overline{KA} = l$ die Länge der Schubstange,

Im vorliegenden Falle füllen sich überdies die Nuthen an der Stange mit Oel und Schmutz aus, sind also — kurze Zeit nach der Inbetriebsetzung — überhaupt nicht mehr als Nuthen (Querschnittserweiterungen) vorhanden. Dass alsdann dieses Füllmaterial die Abdichtung sichernd wirkt, liegt auf der Hand.

Beim Einsetzen der Metallpackung sind die kegelförmigen Flächen zunächst gut einzufetten, sodann bringt man mittelst der jeder Packung beigegebenen in die Ringhälften einschraubbaren Halter je zwei zusammengehörige Theilringe gleichzeitig in die Büchse ein, mit dem untersten beginnend, wobei darauf zu achten ist, dass dieser dicht auf der Grundfläche aufliegt. Benützt man zum Zusammenhalten der beiden Ringhälften einen Faden, so darf dessen Wiederbeseitigung nach dem Einsetzen nicht übersehen werden. Die folgenden Ringe — in der Regel 4 Ringlagen, bestehend aus 16 halben Ringen — werden in der Weise eingeführt, dass die Stossstellen je um etwa $^1/_8$ des Umfanges versetzt sind. Obenauf wird ein Ring von gewöhnlicher Schnur- oder Kabelpackung gelegt und die Brille vorsichtig und gleichmässig leicht angezogen. Augenblickliche Abdichtung durch scharfes Anziehen der Muttern zu erzwingen, ist verfehlt. Es muss Zeit gelassen werden: der Stange, sich in die Metallpackung einzuschleifen, dieser, sich der Stange und der Wand des Packungsraumes anzupassen, und den Nuthen, sich mit Schmiermaterial und Schmutz auszufüllen.

Verfasser hält die Gminder'sche Metallpackung für eine der besten Stopfbüchsenpackungen. Dass sie eine prismatische Stange mit guter Oberfläche fordert, hat sie mit allen Metallpackungen gemein. Dagegen wird sie infolge der grösseren Anzahl von Ringnuthen etwa eingedrungenen oder mitgerissenen Sandkörnchen oder dergleichen mehrfach Gelegenheit bieten, in diesen Nuthen zurückzubleiben und so die Stangenoberfläche schonen, zu welchem Zwecke man bei eingeschliffenen Kolben eine besondere Schmutzrinne anzuordnen pflegt (vergl. z. B. Fig. 208, Taf. 27).

Ausser der Howaldt'schen und der Gminder'schen Dichtung werden noch verschiedene andere mehr oder minder zusammengesetzte Metallpackungen zur Ausführung gebracht.

Sechster Abschnitt.

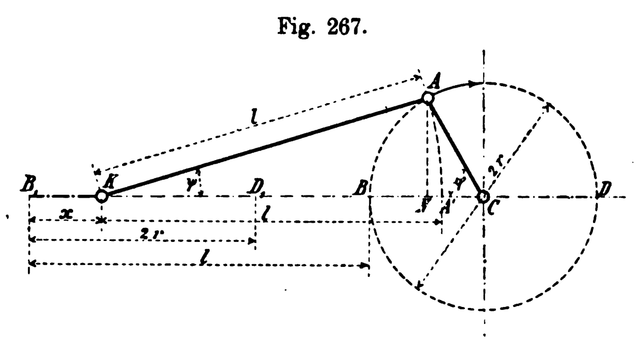
Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in drehende und umgekehrt.

Infolge der eigenartigen, abwechselnd beschleunigten und verzögerten Bewegung, welche einzelne der hierher gehörigen Maschinentheile erfahren, treten Massenkräfte in Thätigkeit, die je nach den Umständen Konstruktion und Ausführung dieser Theile, wie auch Gleichförmigkeit und Ruhe des Ganges der Maschine mehr oder minder stark beeinflussen können. Zur Beurtheilung solcher Theile gehört deshalb die Kenntniss der Bewegungs-, Kraft- und Arbeitsverhältnisse. Aus diesem Grunde seien zunächst diese für den wichtigsten Fall im Nachstehenden unter A. besprochen.

A. Das Kurbelgetriebe.

Mit Bezugnahme auf Fig. 267 bezeichne

Fig. 267.



C die Achse der Kurbelwelle,

A „ „ des Kurbelzapfens, der sich im Kreise vom Halbmesser $CA = r =$ Länge der Kurbel bewegt,

B und D die sogenannten todten Punkte des Kurbelkreises,

K die Achse des in der Geraden KC geführten Kreuzkopfzapfens,

$\overline{KA} = l$ die Länge der Schubstange,

beispielsweise für den Drehungswinkel φ_1, d. h. für die Kurbellage CA_1 die wagr Strecke $\overline{E_1 A_1} = \overline{BA'}$ der zugehörige Kreuzkopfweg, zu φ_2 gehört der Weg $\overline{E_2 A_2}$ u. Für die Rückgangswege wird der Kreisbogen DE_3E_4 mit D_1 als Mittelpunkt u als Halbmesser beschrieben: die wagrechten Strecken $\overline{E_3 A_3}$, $\overline{E_4 A_4}$ sind dann zu den Drehungswinkeln φ_3, bezw. φ_4, gehörigen Rückgangswege.

Für $\frac{r}{l} = 0$, d. h. $l = \infty$ gehen die Kreisbogen BE_1E_2 und DE_3E_4 in s rechte Gerade und die Gl. 455 und 456 in

$$x = r\,(1 - \cos\varphi) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

über.

II. Geschwindigkeit des Kreuzkopfes.

Die Geschwindigkeit u des Kreuzkopfes zur Zeit t, welche dem Drehu winkel φ entspricht, ist unter Beachtung der Gl. 456

$$u = \frac{dx}{dt} = r \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{1}{2}\frac{r^2}{l} \sin 2\varphi \frac{d\varphi}{dt}.$$

Wird der Quotient $\frac{d\varphi}{dt}$, d. i. die Winkelgeschwindigkeit, mit welcher Kurbelzapfen zur Zeit t umläuft, durch ω bezeichnet und die Kurbelzapfengeschwind keit $v = \omega r$ gesetzt, so folgt

$$u = \omega r \left(\sin\varphi \pm \frac{1}{2}\frac{r}{l}\sin 2\varphi\right) = v\left(\sin\varphi \pm \frac{1}{2}\frac{r}{l}\sin 2\varphi\right) \quad \ldots\ 4$$

Unter der Voraussetzung, dass ω konstant ist, erlangt u seinen Höchstwer für $\varphi = \varphi_0$, bei dem Hingang bestimmt durch

$$\cos\varphi_0 + \frac{r}{l}\cos 2\varphi_0 = 0$$

$$\cos^2\varphi_0 + \frac{1}{2}\frac{l}{r}\cos\varphi_0 = 0{,}5$$

$$\cos\varphi_0 = \frac{l}{4r}\left[-1 + \sqrt{1 + 8\left(\frac{r}{l}\right)^2}\right] \quad \ldots\ldots\ 4$$

Für $l = 5r$ folgt hieraus

$$\varphi_0 = 79^0\,16'.$$

Beim Rückgang ergiebt sich dieser Winkel zu $100^0\,44'$.

Die Benützung des binomischen Satzes führt Gl. 459 mit Annäherung über

$$\cos\varphi_0 = \backsim \frac{r}{l},$$

womit alsdann Gl. 458 für die grösste Geschwindigkeit des Kreuzkopfes lie

$$u_{max} = v\left[\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} + \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}\right] = \backsim v\left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\right)^2\right.$$

und bei $l = 5r$

$$u_{max} = 1{,}02\,v \quad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

Während der Zeit eines Hubes legt der Kreuzkopf mit der mittleren Ge-
windigkeit u_m den Weg $2r$ zurück, der Kurbelzapfen mit der Geschwindigkeit v
ı Weg πr, folglich

$$\frac{2r}{u_m} = \frac{\pi r}{v},$$

$$v = u_m \frac{\pi}{2}.$$

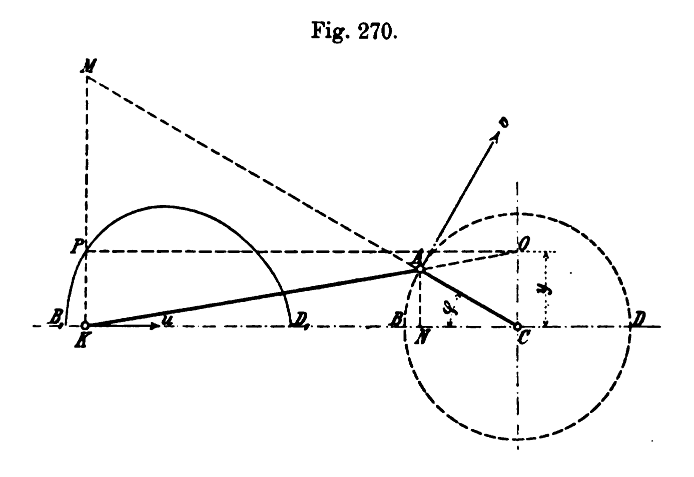
mnach aus Gl. 460

$$u_{max} = 1{,}02 \frac{\pi}{2} u_m = 1{,}60\, u_m,$$

h. die grösste Kreuzkopfgeschwindigkeit übersteigt die mittlere um 60%.

Zur Darstellung der Geschwindigkeit, Fig. 270, führt die Erwägung, dass die
wegung der Schubstange KA, deren Endpunkte die Geschwindigkeiten u, bezw. v

Fig. 270.



itzen, für den in Betracht gezogenen Augenblick aufgefasst werden kann, als eine
hung um den Punkt M (Schnittpunkt der beiden Senkrechten im Punkte K zur
itung von u und im Punkte A zur Richtung von v). Infolgedessen

$$u : v = \overline{KM} : \overline{AM} = \overline{CO} : \overline{CA} = y : r,$$

sofern O der Schnittpunkt der Senkrechten durch C mit der Verlängerung von KA. Damit wird

$$u = v \frac{y}{r} = \frac{v}{r} y = \omega y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 461$$

Fig. 271.

Achse der Kolbenwege

Ist nun die Winkelgeschwindigkeit ω konstant, so bestimmt die Veränderlichkeit von y das Gesetz, nachdem sich u ändert. Die Linie $B_1 P D_1$, dadurch entstanden, dass zu jeder beliebigen Kreuzkopfstellung K die Ordinate $\overline{KP} = \overline{CO}$ gemacht wird, giebt alsdann die Kurve der Geschwindigkeiten u für $\omega = 1$ wieder.

Für $l = \infty$ wird $\overline{CO} = \overline{NA} = y$ und damit die jeweilige Ordinate des Kurbelkreispunktes zum Darsteller

der Geschwindigkeit des Kreuzkopfes. Die Grösse derselben ergiebt sich jedoch erst durch Multiplikation von y mit ω.

In Fig. 271 ist die Linie der Kreuzkopfgeschwindigkeiten, unter der Voraussetzung, dass ω unveränderlich, für $r : l = 1 : 5$ (ausgezogen) und für $r : l = 1 : \infty$ (gestrichelt) eingetragen.

III. Beschleunigung des Kreuzkopfes und die zur Erzeugung derselben erforderliche Kraft.

Die Beschleunigung k, mit welcher sich der Kreuzkopf zur Zeit t, entsprechend dem Drehungswinkel φ, bewegt, beträgt unter der Voraussetzung, dass ω konstant ist, bei Benützung der Gl. 458

$$k = \frac{du}{dt} = \omega^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) = \frac{v^2}{r} \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \quad . \; 462$$

In der Regel pflegt nicht die Winkelgeschwindigkeit, sondern die minutliche Umgangszahl n der Kurbelwelle gegeben zu sein. Mit

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

wird

$$k = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 463$$

Der Hingang beginnt ($\varphi = 0$) mit dem Grösstwerth der Beschleunigung

$$k_{max} = \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right) \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 464$$

und endigt ($\varphi = 180^0$) mit der Verzögerung

$$k'_{max} = \omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right) \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 465$$

Der Rückgang dagegen eröffnet mit der Beschleunigung $\omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right)$ und schliesst mit der Verzögerung $\omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right)$.

Besitzt die im Punkte K vereinigt gedachte Kreuzkopfmasse das Gewicht G, so fordert deren Beschleunigung die Kraft

$$K = \frac{G}{g} k = \omega^2 r \frac{G}{g} \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \; . \; . \; . \; . \; . \; 466$$

oder

$$K = \frac{\pi^2}{g} \left(\frac{n}{30}\right)^2 r G \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right),$$

woraus mit

$$\frac{\pi^2}{g} = \frac{9{,}87}{9{,}81} = \infty 1$$

$$K = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 467$$

Zur Darstellung der Beschleunigung k (Gl. 462, 463), wie auch der Kraft K (Gl. 466, 467), kann in folgender Weise verfahren werden. Der Kurbelhalbkreis wird in eine Anzahl gleicher Bogen zerlegt, etwa in 6, wie dies Fig. 272 auf folgender Seite zeigt. Dann findet sich

φ	k (Gl. 462).	K (Gl. 467).	K für $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$
0	$\omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right)$	$\left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \left(1 + \frac{r}{l}\right)$	$1{,}2 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$
30°	$\omega^2 r \left(0{,}866 + 0{,}5 \frac{r}{l}\right)$	$\left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \left(0{,}866 + 0{,}5 \frac{r}{l}\right)$	$0{,}966 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$
60°	$\omega^2 r \,.\, 0{,}5 \left(1 - \frac{r}{l}\right)$	$\left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \,.\, 0{,}5 \left(1 - \frac{r}{l}\right)$	$0{,}4 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$
90°	$- \omega^2 r \left(\frac{r}{l}\right)$	$- \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \left(\frac{r}{l}\right)$	$- 0{,}2 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$
120°	$- \omega^2 r \,.\, 0{,}5 \left(1 + \frac{r}{l}\right)$	$- \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \,.\, 0{,}5 \left(1 + \frac{r}{l}\right)$	$- 0{,}6 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$
150°	$- \omega^2 r \left(0{,}866 - 0{,}5 \frac{r}{l}\right)$	$- \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \left(0{,}866 - 0{,}5 \frac{r}{l}\right)$	$- 0{,}766 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$
180°	$- \omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right)$	$- \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \left(1 - \frac{r}{l}\right)$	$- 0{,}8 \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr$

Die Auftragung dieser Werthe von k oder K an den Enden der zugehörigen, durch Schlagen von Kreisbogen mit dem Halbmesser l zu erlangenden Wegstrecken und zwar derart, dass die positiven Werthe von k, bezw. K von der Achse $B_1 D_1$ des Kolbenwegs nach abwärts, die negativen dagegen nach aufwärts gemessen werden, ergiebt die Kurve $P_1 P_0 P_2$ der Beschleunigungen oder Beschleunigungskräfte für den Hingang. Der Punkt P_0, entsprechend $k = 0 = K$, findet sich da, wo die Geschwindigkeit u ihren grössten Werth besitzt, d. i. nach S. 460 für $\varphi_0 = 79^0\ 16'$ oder $\cos \varphi_0 = 0{,}186$.

Für den Rückgang, wobei die untere Hälfte des Kurbelkreises von der Kurbel durchlaufen wird, ergiebt sich der in Fig. 272 gestrichelte, zu $P_2 P_0 P_1$ symmetrische Linienzug $P'_1 P_0 P'_2$ als Kurve der Beschleunigungen, bezw. der Beschleunigungskräfte.

Für $l = \infty$, Fig. 273, geht die Kurve $P_1 P_0 P_2$ der Fig. 272 wegen

$$k = \omega^2 r \cos \varphi = \omega^2 z,$$

$$K = \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gr \cos \varphi = \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gz,$$

in die Gerade $P_1 P_0 P_2$ über.

Die in Fig. 272 gegebene Darstellung [1]) ist insofern eine nur angenähert richtige,

[1]) Gestatten die Verhältnisse das Schlagen der Kreisbogen durch die Punkte 30°, 60° u. s. w. nicht, so kann auch in der Weise verfahren werde [illegible] man auf dem Wege der Rechnung für verschiedene Werthe von φ nach Gl. [illegible] Wegstrecken ermittelt.

Mit in der Regel genüg [illegible] re $P_1 P_0 P_2$, Fig. 272, auch

als bei der Entwickelung der Gl. 456, welche die Grundlage für Gl. 462 bildet, der binomische Satz unter Vernachlässigung der Glieder, welche $\frac{r}{l}$ in der vierten und in einer höheren Potenz enthalten, zur Anwendung gebracht wurde. Eine genaue, immerhin aber konstante Winkelgeschwindigkeit voraussetzende, von Rittershaus herrührende Darstellung findet sich Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 283 u. f.[1]). Mohr hat im Civilingenieur 1879, S. 612 eine andere derartige Konstruktion gegeben.

Fig. 272.

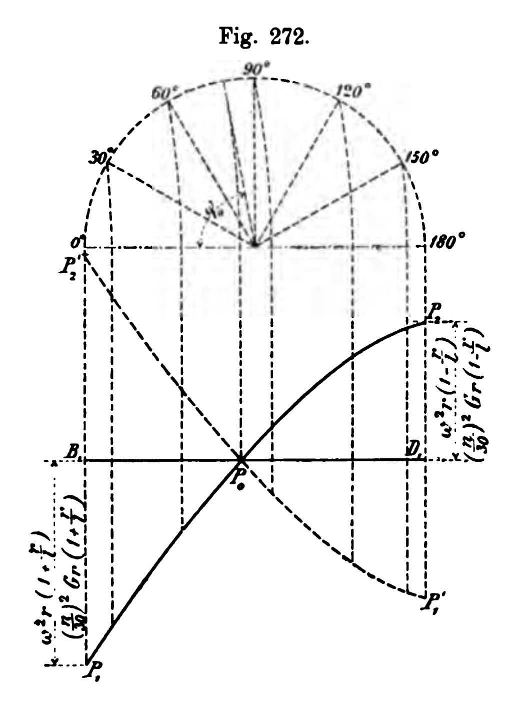
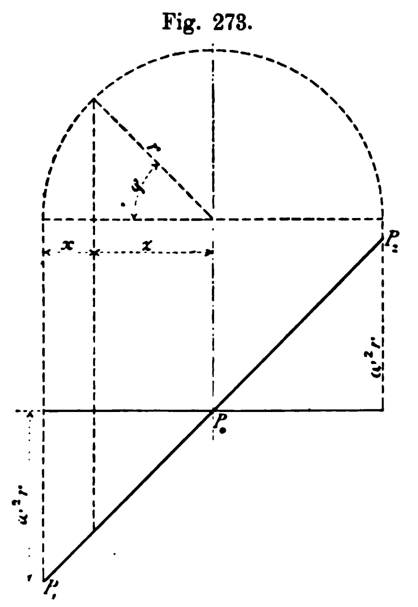


Fig. 273.



aus der Geraden $P_1 P_0 P_2$, Fig. 273, derart herleiten, dass man daselbst die Anfangs- und Endordinate um $\omega^2 r \left(\frac{r}{l}\right)$ vergrössert, bezw. verkleinert, und berücksichtigt, dass Gl. 462 (463), 466 (467) für $\varphi = 45°$ und $135°$ die gleichen Ordinaten liefern, welche die Gerade $P_1 P_0 P_2$ für diese Winkel besitzt. Damit sind 4 Punkte der Kurve gewonnen; ein fünfter findet sich in P_0 ($\varphi_0 = 79°$ 16′, $\cos \varphi_0 = 0{,}186$).

[1]) Die Anwendung dieser oder der anderen Darstellung auf Kurbelgetriebe, bei denen die Unveränderlichkeit der Winkelgeschwindigkeit nicht mit genügender Genauigkeit zutrifft, kann in solchen Fällen naturgemäss auch zu keinen genauen Ergebnissen führen. Das dürfte namentlich unter Umständen gegenüber Feil- und Stossmaschinen, Sägegattern u. dergl. im Auge zu behalten sein.

Bei starker Veränderlichkeit der Winkelgeschwindigkeit ist zunächst mit Hülfe der Arbeitsgleichung die Geschwindigkeitskurve aufzuzeichnen und sodann nach Pröll mittelst des Satzes, dass die Subnormale dieser Kurve gleich der Beschleunigung, die Kurve der Letzteren darzustellen.

Es ist hier und da üblich geworden, anzunehmen, dass das Gesetz der Beschleunigungskräfte erst seit 25 Jahren gefunden oder doch erst seit dieser Zeit von den ausführenden Ingenieuren beachtet werde. In dieser Beziehung sei, ganz abgesehen von dem, was bei den Lokomotiven schon damals erkannt worden war, darauf hingewiesen, dass sich bereits in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1862, S. 269 u. f. die Berechnung der Kurbel- und Gatterzapfen bei Sägegattern u. s. w. mit Rücksicht auf die schwingenden Massen durchgeführt findet, und dass jedenfalls schon in den 50er Jahren auf Grund solcher Rechnungen thatsächlich konstruirt und ausgeführt wurde. Ohne die Inbetrachtziehung der Beschleunigungskräfte wäre hier eine Berechnung überhaupt unmöglich gewesen. Denken wir uns beispielsweise ein Bundgatter, dessen Gewicht mit de

IV. Trägheitskräfte der Schubstange.

Bei grösserer Umdrehungszahl erlangen die Trägheitskräfte, mit welchen die eigenen Massentheile der Schubstange der Aenderung ihres Bewegungszustandes Widerstand leisten — wenigstens in gewissen Stellungen — erhebliche Bedeutung. Insbesondere sind es die senkrecht zur Schubstangenachse wachgerufenen Massenkräfte, welche in verschiedener Hinsicht beachtet werden müssen. Zur Bestimmung derselben schlagen wir folgenden Annäherungsweg ein [1]).

In dem Augenblicke, der auf denjenigen folgt, in welchem der Kurbelzapfen A, Fig. 274, in seine äusserste Linkslage gelangt ist, wird die Achse dieses Zapfens in der Richtung von A nach C mit $\omega^2 r = \frac{v^2}{r}$ beschleunigt. Dasselbe ist der Fall mit dem-

---

eingehängten Sägen 350 kg beträgt, vollführe in der Minute 180 Auf- und Niedergänge bei $r = 300$ mm Kurbelhalbmesser. Dann findet sich, abgesehen von dem Einfluss der endlichen Länge der Schubstange und unter der Voraussetzung konstanter Winkelgeschwindigkeit, die zum Anheben des Gatters an den Zapfen desselben erforderliche Kraft gleich Gewicht plus Beschleunigungskraft nach Gl. 467 mit $\varphi = o$ zu

$$K_{max} = 350 + \left(\frac{180}{30}\right)^2 . 350 . 0{,}3 = (1 + 10{,}8)\, 350 = 4130 \text{ kg},$$

d. i. 11,8 Mal soviel als das Gewicht beträgt.

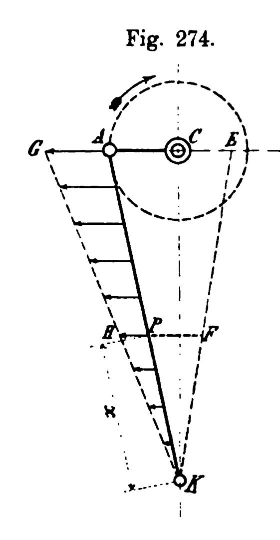
Wie in vielen Fällen ähnlicher Art, so hatte hier, wenn nicht von vornherein die Ueberlegung, so doch die Noth dem mitten in der Industrie stehenden Ingenieur gelehrt, die Beschleunigungskräfte zu beachten. Die in der Literatur vorhandene „Theorie des Krummzapfens" lieferte ausreichend sichere Grundlagen hierfür.

Die in Fig. 272 dargestellte Kurve $P_1 P_0 P_2$ findet sich bereits im Engineering 1868, Bd. 5, S. 159 bei Besprechung der raschlaufenden Allen-Maschine, ihre Anwendung in Verbindung mit dem Indikatordiagramm ebendaselbst S. 184.

Die methodische Bearbeitung der Frage für Dampfmaschinen nahm zuerst Radinger auf in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins 1869, S. 185 u. f. Durch seine anregende Art der Behandlung wurde die Sache ausserordentlich gefördert. Von den späteren Arbeiten in dieser Richtung sei namentlich diejenige von Wehage (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 637 u. f.) und aus neuester Zeit diejenige von Stribeck (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 10 u. f.) hervorgehoben.

Zur Untersuchung der Bewegungsverhältnisse des Wassers in der Saugrohrleitung einer Kolbenpumpe und zur Ermittlung der zulässigen Hubzahl der Letzteren, insoweit dieselbe von der Saughöhe u. s. w. abhängt, benützte Verfasser die Beschleunigungskurve $P_1 P_0 P_2$, Fig. 272, und die Geschwindigkeitskurve Fig. 271 schon seit Mitte der 70er Jahre (vergl. dessen „Allgemeine Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen", § 3, S. 161 u. f., Anhang zu „Die Konstruktion der Feuerspritzen", Stuttgart 1883).

[1]) Wollte man streng vorgehen, so wäre die Bewegung der Stange aufzufassen als sich zusammensetzend aus der geradlinigen Bewegung des Punktes K, die oben unter I bis III untersucht worden ist, und aus der Drehung des Punktes A um C. Aus der Beschleunigung k (Gl. 462, 463) des Punktes K in der Richtung KC und der Normalbeschleunigung $\omega^2 r = \frac{v^2}{r}$ des Punktes A lässt sich alsdann die Beschleunigung eines beliebigen zwischen K und A gelegenen Punktes der Stangenachse leicht angeben. Im Laufe der weiteren Rechnung müssen dann behufs Durchführung derselben, namentlich wenn es sich um Schubstangen handelt, welche auch nicht mit roher Annäherung als Prismen aufgefasst werden können — was gerade für die Stangen unserer schnelllaufenden Dampfmaschinen zutrifft — Vernachlässigungen eintreten, welche die Genauigkeit ganz erheblich beeinträchtigen. Mit Rücksicht hierauf hat Verfasser das einfache und vollständig durchsichtige Annäherungsverfahren der ersten Auflage beibehalten.


Fig. 274.

jenigen Punkte der Schubstangenachse, in welchem sich diese und die Achse des Kurbelzapfens schneiden. Die Beschleunigung eines beliebigen, um x von K abstehenden Punktes P der Stangenachse, wird alsdann angenähert durch $\omega^2 r \frac{x}{l}$ gemessen. Stellt $\overline{AE} = \omega^2 r$ die Beschleunigung im Punkte A dar, so muss nach Ziehen der Geraden $E\,K$ beispielsweise die zu $A\,E$ parallele Strecke $\overline{P\,F}$ die Beschleunigung des Punktes P wiedergeben.

Hiernach lassen sich die Beschleunigungen der einzelnen Stangenpunkte (A und P) als die parallelen Seiten $\left(\overline{AE} = \omega^2 r, \overline{PF} = \omega^2 r \frac{x}{l}\right)$ ähnlicher Dreiecke (KAE, KPF) darstellen. Die senkrecht zur Stangenachse genommenen Komponenten dieser Strecken (AE, PF) unterscheiden sich nur sehr wenig von den Strecken selbst, sodass diese mit der aus dem Gange unserer Betrachtung folgenden Annäherung als senkrecht zur Stangenachse stehend angenommen werden dürfen.

Die Kräfte, mit welchen die einzelnen Stangenelemente diesen Beschleunigungen widerstehen, sind gleich den Produkten aus den Letzteren und den Massen der Elemente; ihre Richtung ist den Beschleunigungen entgegengesetzt. Werden die einzelnen Stangenelemente von der Länge 1 ^{cm} gewählt, so folgt die Kraft, mit welcher das in P vorhandene Element vom Querschnitte f und dem spezifischen Gewicht γ, giltig für das Cubikcentimeter, der Bewegung widerstrebt

$$\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{f\gamma}{g} = q \frac{x}{l},$$

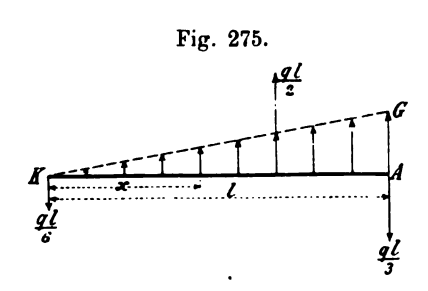
sofern

$$q = \omega^2 r \frac{f\gamma}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{r}{100} f\gamma = \left(\frac{n}{300}\right)^2 r f \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 408$$

Ist f konstant, d. h. die Stange ein Prisma, so liefert die Darstellung dieser Kräfte derart, dass in Fig. 274

$$\overline{PH} = q \frac{x}{l}$$

$$\overline{AG} = q,$$


Fig. 275.

ein Dreieck $K\,A\,G$. An dessen Stelle darf nach Massgabe des oben Gesagten das rechtwinkelige Dreieck $K\,A\,G$, Fig. 275, mit $\overline{AG} = q$ versetzt werden. Die Resultante dieser Trägheitskraft beträgt hiernach

$$\frac{1}{2} q\,l$$

und greift im Abstande $\frac{2}{3}\,l$ von der Achse K des Kreuzkopfzapfens an. Zur Ueberwindung derselben muss demnach im Kurbelzapfen eine Kraft $\frac{1}{3}\,q\,l$, d. i. ein Drittel der Centrifugalkraft $\omega^2 r \frac{f l \gamma}{g} = q\,l$ der ganzen im Kurbelzapfen ver-

einigt gedachten Stangenmasse, im Kreuzkopfzapfen eine solche von $\frac{1}{6} q\, l$, d. i. ein Sechstel dieser Centrifugalkraft, wirken.

Beispielsweise findet sich nach Gl. 468 für $n = 240$, $r = 400^{mm}$, $l = 2000^{mm}$, $f = 50^{qcm}$, $\gamma = 0{,}0078$

$$q = \left(\frac{240}{300}\right)^2 . 40 . 50 . 0{,}0078 = 9{,}984^{kg},$$

und somit

$$\frac{q\, l}{3} = \frac{9{,}984 . 200}{3} = 665{,}6^{kg}.$$

Für einen beliebigen durch den Abstand x von K bestimmten Querschnitt ergiebt sich das biegende Moment

$$M_b = q \frac{l}{6} x - q \frac{x}{l} \frac{x}{2} \frac{x}{3} = \frac{q}{6\, l} (l^2 x - x^3),$$

welches für

$$\frac{d M_b}{dx} = l^2 - 3\, x^2 = 0,$$

$$x = l \sqrt{\frac{1}{3}} = 0{,}577\, l$$

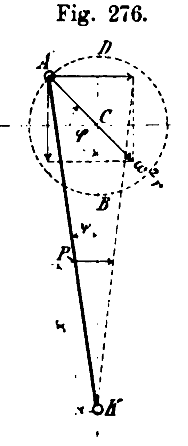
seinen Grösstwerth

$$(M_b)_{max} = \frac{q}{6\, l} \left(l^2 . 0{,}577\, l - \frac{0{,}577}{3} l^3\right) = 0{,}064\, q\, l^2 = \infty \frac{q\, l^2}{16} . \quad . \quad 469$$

erlangt. Dieses Moment ist ebenso gross, als wenn die Kraft $\frac{1}{2} q\, l$, gleichmässig über den Stab vertheilt, diesen belasten würde.

Die Voraussetzung, dass f konstant ist, pflegt in der Regel auch nicht angenähert erfüllt zu sein. Da sind zunächst die beiden Stangenköpfe, deren Masse mit ausreichender Annäherung je in der betreffenden Zapfenachse vereinigt angenommen werden darf. In Bezug auf den verbleibenden Schaft, dessen Querschnitt veränderlich ist, kann zunächst für einzelne Massenelemente die Massenkraft $\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{f \gamma}{g}$ ermittelt und damit die Kurve bestimmt werden, welche infolge der Veränderlichkeit von f an die Stelle der Geraden KG in den Fig. 274 und 275 tritt. Sodann ist sinngemäss in der gleichen Weise, wie bei dem prismatischen Stab vorzugehen. Bei Schubstangen, deren Querschnitte nach dem Kurbelzapfen hin zunehmen und welche daselbst grosse Köpfe besitzen, ändert sich der oben gefundene Satz, dass die behufs Ueberwindung des Trägheitsvermögens vom Kurbelzapfen senkrecht zur Stangenachse wirkende Kraft gleich einem Drittel der Centrifugalkraft der ganzen im Kurbelzapfen vereinigt gedachten Masse sein müsse, dahin ab, dass diese Kraft erheblich mehr, oft mehr als die Hälfte dieser Centrifugalkraft zu betragen hat.

Fig. 276.



Die den Ausgangspunkt unserer Betrachtung bildende Fig. 274 entspricht dem Augenblicke, in welchem die senkrecht zur Stangenachse wirkende Beschleunigung — mit der Genauigkeit unserer Rechnungsgrundlage — ihren Grösstwerth besitzt. Für den Drehungswinkel φ, Fig. 276, würde diese Beschleunigung des Punktes A nur $\omega^2 r \sin \varphi$ betragen, damit diejenige des beliebigen Punktes P

$$\frac{x}{l} \omega^2 r \sin \varphi$$

und infolgedessen die entsprechende Trägheitskraft

$$\frac{x}{l}\,\omega^2\,r\,\frac{f\,\gamma}{g}\,\sin\varphi = q\,\frac{x}{l}\sin\varphi.$$

Die Gl. 468 geht alsdann für diese beliebige Kurbelstellung über in

$$q = \omega^2\,r\,\frac{f\gamma}{g}\,\sin\varphi = \left(\frac{n}{300}\right)^2 r\,f\,\gamma\,\sin\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 470$$

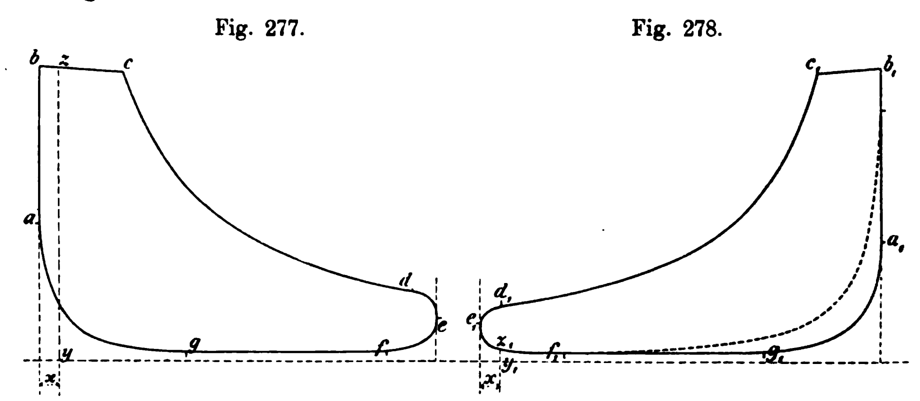
In der Kurbellage CD (später auch in der Lage CB) wird die senkrecht zur Stangenachse wirkende Beschleunigung und die ihr entsprechende Massenkraft gleich Null; dagegen ist in diesem Augenblicke die ganze Masse der Schubstange in der Richtung CK zu beschleunigen. Nach dem Ueberschreiten der Lage CD geht die Beschleunigung senkrecht zur Stangenachse in Verzögerung über und die Massenkräfte der Stangenelemente kehren ihre Richtung um.

V. Kraft- und Arbeitsverhältnisse im Kurbelgetriebe einer eincylindrigen Dampfmaschine.

1. Druck auf den Kreuzkopf- und auf den Kurbelzapfen.

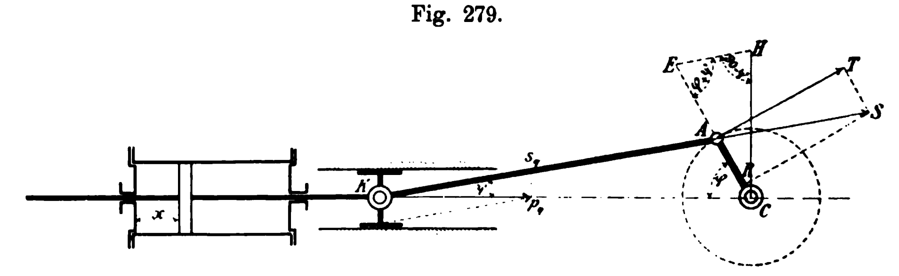
Fig. 277 und 278 seien die Indikatordiagramme für den Boden-, bezw. für den Deckelraum der Maschine Fig. 279, die auf beiden Seiten des Kolbens gleich starke Kolbenstangen besitze.

Fig. 277. Fig. 278.



Hat der Kolben den Bodenweg x (Fig. 277 und 279) zurückgelegt, so wirkt in diesem Augenblick auf ihn die Hinterdampfspannung $\overline{yz}$ (Fig. 277) und die Vorder-

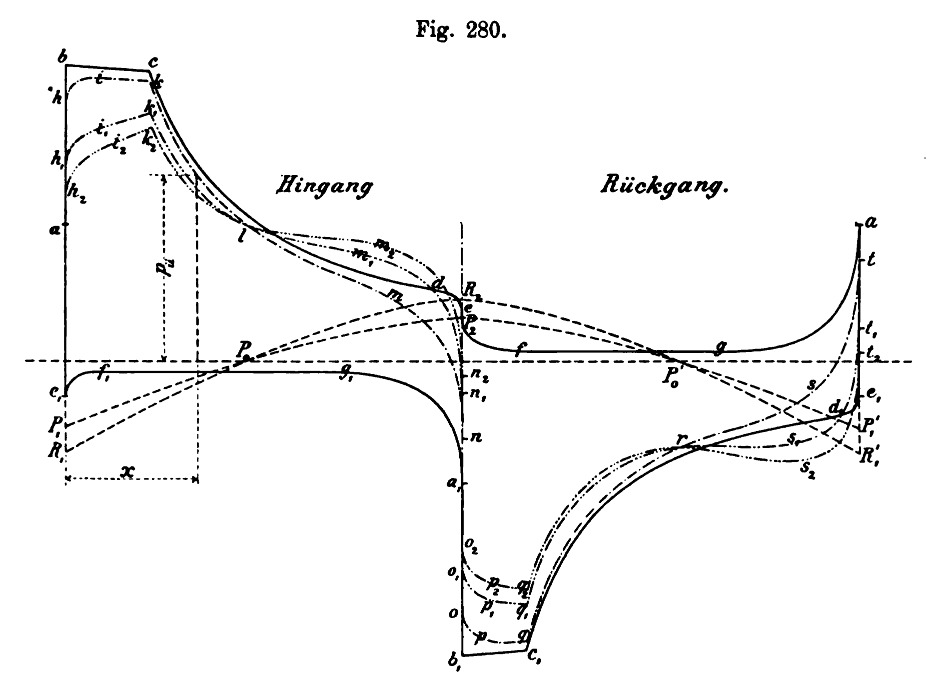
Fig. 279.



dampfspannung $\overline{y_1 z_1}$ (Fig. 278), sodass der Ueberdruck gleich dem Unterschiede beider Ordinaten ist. Behufs Darstellung der Linie dieses Ueberdruckes, d. h. d-

Unterschiedes der **gleichzeitigen** Hinter- und Vorderdampfspannungen während der ganzen Umdrehung, tragen wir in Fig. 280 die Pressungen als Ordinaten zu den je-

Fig. 280.



weiligen Kolbenwegen als Abscissen auf, im Bodenraume nach oben, die gleichzeitigen im Deckelraume als entgegengesetzt wirkende nach unten auf, und erhalten so den Linienzug $a\,b\,c\,d\,e\,f\,g\,a$, bezw. $e_1\,f_1\,g_1\,a_1\,b_1\,c_1\,d_1\,e_1$, und in $h\,i\,k\,l\,m\,n$ und $o\,p\,q\,r\,s\,t$ die Kurven der resultirenden Pressungen, die Linien des Dampfüberdruckes oder kurz der **Ueberdrucklinien** für den Hin- und für den Rückgang, sodass beispielsweise nach Zurücklegung des Kolbenweges x, Fig. 280, der gesammte Kolbenüberdruck $F p_u$ beträgt, sofern F die Grösse des wirksamen Kolbenquerschnittes ist.

Von diesem Druck ist während der Beschleunigungsperiode ein Theil auf Beschleunigung der Massen zu verwenden. Ist G_1 das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und des Kreuzkopfes, so fordert die Beschleunigung dieser Massen nach Gl. 467 auf das Quadratcentimeter Kolbenquerschnitt die Pressung

$$p_1 = \frac{K}{F} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{G_1}{F}\, r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \quad . \; . \; . \; . \quad 471$$

Die Darstellung dieser Werthe p_1 für die verschiedenen Kolbenstellungen liefert nach dem unter III. Erörterten den Linienzug $P_1\,P_0\,P_2\,P_0'\,P_1'$. Werden die Ordinaten des Letzteren von denjenigen der Ueberdrucklinie abgezogen, bezw. zu denselben addirt, je nachdem es sich um Beschleunigungs- oder Verzögerungskräfte handelt, so ergiebt sich in $h_1\,i_1\,k_1\,l\,m_1\,n_1$ und $o_1\,p_1\,q_1\,r\,s_1\,t_1$ die Linie der Werthe

$$p_q = p_u - p_1, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 472$$

d. h. die Kurven des **wagrechten** Druckes auf den Kreuzkopfzapfen.

Wird in Gl. 471 zu dem Gewichte G_1 dasjenige der Schubstange G_2 hinzugefügt, so findet sich in ganz entsprechender Weise aus

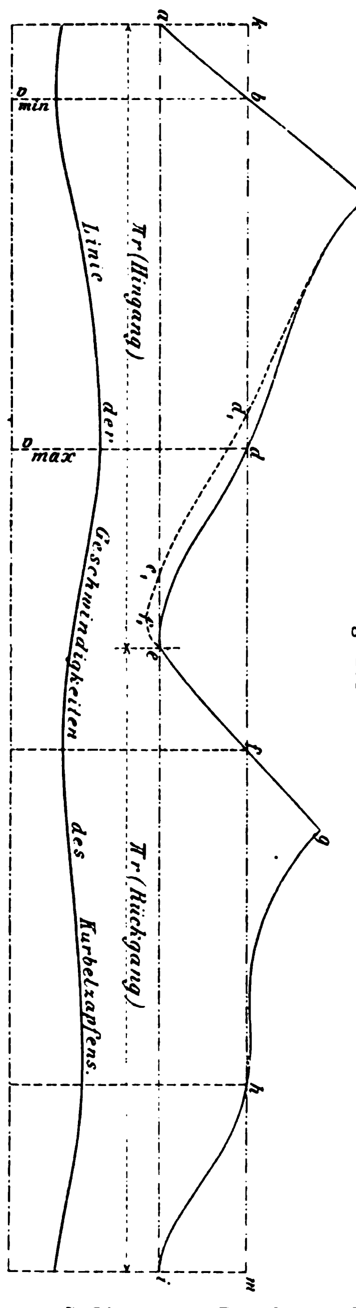


Fig. 281.

$$p_2 = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{G_1 + G_2}{F} r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi\right) \quad 473$$

zunächst der Linienzug $R_1\, P_0\, R_2\, P_0{}'\, R_1{}'$ und mittelst des Letzteren in $h_2\, i_2\, k_2\, l\, m_2\, n_2\, o_2\, p_2\, q_2\, r\, s_2\, t_2$ die Linie des Werthes

$$p_k = p_u - p_2, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 474$$

d. h. mit Annäherung die Kurve des **wagrechten** Druckes auf den Kurbelzapfen[1]).

Wie Fig. 279 erkennen lässt, liefert p_q am Kreuzkopf eine Stangenkraft

$$F s_q = F \frac{p_q}{\cos \psi} \,{}^{2}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 475$$

und einen Bahndruck

$$F p_q \operatorname{tg} \psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 476$$

Letzterer wird durch die Geradführung aufgenommen; Erstere geht durch die Schubstange nach dem Kurbelzapfen und verändert sich hierbei entsprechend dem Unterschiede $p_q - p$, sodass ihre Grösse am Kurbelzapfen

$$S = F \frac{p_k}{\cos \psi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 477$$

beträgt. Hier giebt sie, tangential und radial zerlegt, in ersterer Richtung die Seitenkraft

$$T = S \sin(\varphi + \psi) = F p_k \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi}, \quad 478$$

welche, da die radiale Komponente R die Wellachse schneidet, allein auf Drehung wirkt.

Wird in Fig. 279 $\overline{CE} = F p_k$ gemacht und EH parallel zu KA gezogen, so ist

$$\overline{CH} : \overline{CE} = \sin(\varphi + \psi) : \sin(90 - \psi),$$

$$\overline{CH} = \overline{CE} \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = F p_k \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = T.$$

---

[1]) Mit Annäherung gegenüber der Linie p_q insofern, als die Massen der Schubstange nicht bloss eine hin- und hergehende Bewegung vollführen, wie der Kolben, dessen Stange und der Kreuzkopf, sondern auch eine drehende Bewegung besitzen.

[2]) Die strenge Berechnung der Stangenkraft hätte den Reibungswiderstand in der Gleitbahn zu berücksichtigen. Wird der diesem Widerstande entsprechende Reibungswinkel mit ρ bezeichnet, so findet sich

$$F s_q = F p_q \frac{\cos \rho}{\cos(\psi - \rho)}.$$

Unter normalen Verhältnissen ist bei dem geringen Flächendruck, der hier herrschen soll (etwa 2 kg/qcm), die Reibung lediglich eine solche der Flüssigkeitstheilchen des Schmiermaterials gegeneinander (vergl. S. 304 u. f. das daselbst unter c Gesagte) und daher der Reibungskoeffizient und damit auch ρ sehr klein, sodass es viel richtiger erscheint, ihn hier Null zu setzen, als etwa, wie geschehen, mit $\operatorname{tg} \rho = 0{,}1$ in die Rechnung einzuführen.

Die Darstellung der Drehkräfte T derart, dass sie als Ordinaten zu den vom Kurbel- ›fen durchlaufenen zugehörigen Bogen als Abscissen aufgetragen werden, liefert in n Linienzug *a b c d e f g h i*, Fig. 281, ein Bild über die Veränderlichkeit der auf ehung der Kurbel hinwirkenden Kraft, die Drehkraftlinie. Der Hub (die Um- ›hung) beginnt in a mit $T = 0$, in c er- cht die Drehkraft ihren grössten Werth, kt alsdann bis auf Null u. s. w.

Fig. 282.

Würde das Indikatordiagramm eine leutendere Kompression aufweisen, etwa ; in Fig. 278 gestrichelt eingetragen ist, ergäbe sich an Stelle des Verlaufes der iien in Fig. 280 der aus Fig. 282 ersicht- ie. Ein Vergleich zeigt, dass hier selbst Kurve des Werthes p_k die Abscissen- ise in einer erheblichen Strecke vor der dtlage schneidet und dass der Hub mit n bedeutenden negativen Werth $p_k = -y$ lliesst, während dessen Grösse im Falle · Fig. 280 nur dem kleinen Abstande des nktes n_2 unter der Abscissenachse ent- ·ach.

Die Ermittlung der Drehkräfte aus ;. 282 führt zu dem in Fig. 281 ge- ichelt eingetragenen Verlaufe $c\,d_1\,e_1\,f_1\,e$ der Drehkraftlinie. Die Drehkraft wird ;elbst in e_1 gleich Null (entsprechend dem Durchgangspunkte m_2 auf der Abscissen- ise in Fig. 282) und bleibt bis zum Ende e des Hinganges negativ. Sie kehrt hier- ch ihre Richtung in e_1 um und zwar ziemlich langsam, wie die Kleinheit des inkels lehrt, unter dem die Abscissenachse in Fig. 281 von der Drehkraftlinie ;chnitten wird. Während beim Durchlaufen des Bogens $a\,e_1$ des Kurbelkreises Schubstange schiebend auf den Kurbelzapfen wirkt, wird von e_1 an diese Thätig- it der Schubstange aufhören, um einem Widerstande gegenüber dem nun treibend ftretenden Kurbelzapfen Platz zu machen.

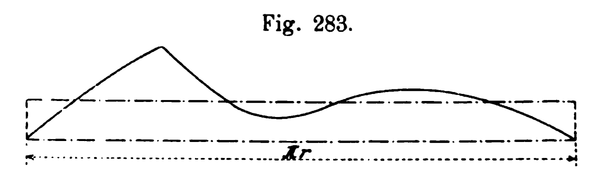
Der Gesammtdruck, welchen der Zapfen des Kreuzkopfes empfängt, setzt sich ;ammen aus der oben berechneten Stangenkraft $F s_q$, denjenigen Theilen des Eigen- wichtes der Schubstange und der Trägheitskraft (vergl. S. 465 u. f.) derselben, lche auf den Kreuzkopfzapfen entfallen, ferner aus der Rückwirkung der Kurbel- ›fenreibung auf den Kreuzkopf. Ganz entsprechend verhält es sich mit dem Ge- nmtdruck auf den Kurbelzapfen (vergl. das unter Schubstangen hierüber Bemerkte).

2. Gleichförmigkeit des Ganges.

Die von dem Linienzug *a b c d e f g h i* eingeschlossene Fläche stellt die auf n Kurbelzapfen übertragene mechanische Arbeit dar, geleistet durch den Dampf; Falle des Verlaufes nach $c\,d_1\,e_1\,f_1\,e$ positiv, insoweit sie oberhalb der Abscissen- ase liegt, negativ, insoweit ihre Elemente unterhalb der Letzteren gelegen sind.

Dieser Arbeit entspricht ein Rechteck $a\,i\,m\,k$ von der Höhe $\overline{a\,k} = \overline{i\,m}$. Besteht nun die Leistung der Maschine darin, dass ein tangential an der Kurbelwelle wirkender konstanter Widerstand W überwunden wird (etwa durch eine Seil- oder Riemenscheibe), so ist $\overline{a\,k} = \overline{i\,m}$ das auf den Abstand r zurückgeführte Mass desselben, vorausgesetzt, dass die während einer Umdrehung der Maschine geleistete Arbeit gleich derjenigen Arbeit ist, welche durch Ueberwindung dieses Widerstandes abgegeben wird. Da von a bis b der Widerstand W die Drehkraft T überwiegt, so muss bis b den umlaufenden Massen, d. i. insbesondere dem Schwungrade der Maschine, lebendige Kraft entzogen werden, also deren Geschwindigkeit sich vermindern. Von b an übersteigt T den Widerstand W, weshalb von da an bis zum Punkte d eine Vermehrung der Geschwindigkeit eintreten muss; hieran schliesst sich von d bis f wieder eine Abnahme, von f bis h eine Zunahme der Geschwindigkeit u. s. w. Demnach entsprechen die Punkte b und f Kleinstwerthen der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens, die Punkte d und h Höchstwerthen derselben, wie das die Linie der Geschwindigkeiten im unteren Theile der Fig. 281 erkennen lässt. Hiernach besitzt die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle während einer Umdrehung vier ausgezeichnete Werthe. Je nach den Umständen können auch noch mehr auftreten; so z. B. bei einer Sachlage, wie sie der Fig. 283 entspricht. Hier wird während eines Hubes die Widerstandslinie viermal von der Drehkraftkurve geschnitten, es ergeben sich also schon während einer halben Umdrehung vier ausgezeichnete Werthe der Winkelgeschwindigkeit.

Fig. 283.



Nehmen wir an, dass die Geschwindigkeit im Punkte b, Fig. 281, v_{min} und im Punkte d v_{max} betrage, so findet sich bei Zusammenfassung der auf den Kurbelzapfen bezogenen umlaufenden Massen, deren hauptsächlichste das Schwungrad zu sein pflegt, durch die Grösse M in

$$M \frac{v^2_{max} - v^2_{min}}{2}$$

die lebendige Kraft, welche diese Massen beim Uebergange von v_{min} in v_{max} in sich aufgenommen haben. Sie muss gleich sein der mechanischen Arbeit, welche durch die Fläche $b\,c\,d$ dargestellt wird und mit A bezeichnet sein möge. Mit

$$\frac{v_{max} + v_{min}}{2} = v \text{ und } \frac{v_{max} - v_{min}}{v} = \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 479$$

folgt

$$A = M \frac{v^2_{max} - v^2_{min}}{2} = M\,v^2\,\delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 480$$

Diese Gleichung ermöglicht bei Auffassung von v als mittlerer Geschwindigkeit und unter Aufstellung der Forderung, dass die Grösse δ, welche die verhältnissmässige Schwankung der Geschwindigkeit, die Ungleichförmigkeit des Ganges misst und deshalb als Ungleichförmigkeitsgrad des Ganges der Maschine bezeichnet wird, einen gewissen Betrag nicht überschreite, die Bestimmung der Schwungradmasse. Je grösser M gewählt wird, um so kleiner fällt unter sonst gleichen Verhältnissen δ und damit die Geschwindigkeitsschwankung $v_{max} - v_{min}$ aus. Null wird sie niemals, woraus

erhellt, dass Unveränderlichkeit der Winkelgeschwindigkeit, streng genommen, unmöglich ist.

Die Zugrundelegung der Fläche *bcd* bei Ermittlung der Arbeit A hat zur Voraussetzung, dass diese Fläche grösser ist als jede der Flächen *def*, *fgh*, $him + akb$, anderenfalls hat der Feststellung von A die Bestimmung der den grössten Geschwindigkeitsunterschied gebenden Fläche vorherzugehen.

Ist der Widerstand W veränderlich, so tritt in Fig. 281 an die Stelle der Geraden *kbdfhm* eine Kurve, welche diese Veränderlichkeit zum Ausdruck bringt.

Bei der vorstehenden Darstellung ist der wirksame Kolbenquerschnitt für beide Kolbenseiten gleich gross vorausgesetzt worden. Besteht ein wesentlicher Unterschied, so kann hierauf Rücksicht in der Weise genommen werden, dass schon die Ordinaten in den Fig. 277 und 278 mit den zugehörigen wirksamen Kolbenquerschnitten multiplicirt werden und dass dann die Gesammtkräfte an die Stelle der Kräfte auf die Flächeneinheit treten.

Die eigenen Reibungswiderstände der Maschine wurden bei der gegebenen Darstellung vernachlässigt. Hierdurch kann das Ergebniss um so mehr an Richtigkeit verlieren, je kleiner die Füllung der Maschine, d. h. je grösser die verhältnissmässige Bedeutung dieser Widerstände ist.

Bei stehenden Maschinen wird das Eigengewicht der auf- und niedergehenden Theile im Auge zu behalten sein: beim Aufwärtsgang verbraucht es Arbeit, beim Niedergang leistet es solche.

Stehen noch andere Theile, als die oben angeführten, mit dem Kreuzkopfe oder Kurbelzapfen in Verbindung (Luftpumpe, Kaltwasserpumpe u. s. w.), so ist darauf Rücksicht zu nehmen, sowohl hinsichtlich der Vermehrung der schwingenden Massen, als auch in Bezug auf die Arbeit, welche diese Zugaben während des Betriebes fordern. Ueberhaupt erscheint es nothwendig, die besonderen Verhältnisse des gerade vorliegenden Falles scharf in's Auge zu fassen.

Der Quotient $\frac{G_1}{F}$, bezw. $\frac{G_1 + G_2}{F}$ in den Gl. 471 und 473 hängt ab: von dem Material, aus welchem insbesondere der Kolben und der Kreuzkopf gefertigt ist (Gusseisen, Stahlguss u. s. w.), von der Grösse des Dampfdruckes, für welchen die Maschine konstruirt wurde, von der verhältnissmässigen Länge des Kolbenhubes und der Schubstange, von den besonderen Anforderungen, welche etwa seitens der betreffenden Maschine zu befriedigen sind, von der gewählten Konstruktion der Einzelheiten, sowie davon, ob der Konstrukteur reichliche oder knappe Abmessungen zu wählen gewöhnt ist u. s. w. Er schwankt selbst für Betriebsdampfmaschinen innerhalb sehr weiter Grenzen. Je nach dem Zweck, welchen die betreffende Rechnung im Auge hat, wird man G_1 oder $G_1 + G_2$ mehr oder weniger reichlich wählen. Für mittlere Verhältnisse kann geschätzt werden

$$\frac{G_1}{F} = 0{,}12 \text{ bis } 0{,}3, \qquad \frac{G_1 + G_2}{F} = 0{,}2 \text{ bis } 0{,}4,$$

mit dem Vorbehalte, später, wenn die Gewichte vorliegen oder berechnet werden können, erforderlichenfalls eine Berichtigung eintreten zu lassen.

3. Ruhe des Ganges.

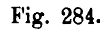
Die Maschine geht ruhig, wenn sie ohne Stösse und ohne erhebliche (elastische) Formänderungen ihrer Theile, insbesondere ohne Erzitterungen arbeitet.

a. Stösse.

Ein Stoss tritt ein, wenn zwei Massen auf einander treffen, wobei es sich immer um die Vernichtung einer mehr oder minder grossen lebendigen Kraft handelt.

Bei einer normalen Dampfmaschine können Stösse nur da stattfinden, wo sich zwei Theile berühren, diese Berührung jedoch zeitweilig aufgeben und dann wieder durch Aufeinandertreffen herstellen. Solche Stellen bilden die Flächen, in denen auf einander gleitende Theile sich berühren. (Entfällt das Gleiten, so lässt sich durch Herstellung einer Spannungsverbindung — vergl. S. 77 — die Möglichkeit eines Stosses beseitigen.) Die hauptsächlichsten dieser Stellen finden sich an den Zapfen des Kreuzkopfes und der Kurbel, welche von den Lagerschalen der Schubstangenköpfe umschlossen werden, an den Gleitflächen des Kreuzkopfes bei ihrer Berührung mit der Bahn der Gradführung, an der Kurbelwelle da, wo diese in dem Hauptlager (Kurbellager) ruht u. s. w.

Zum Zwecke der Klarstellung denken wir uns eine Maschine, deren Zapfen in ihren Lagern und deren Kreuzkopf gegenüber der Gradführung todten Gang, d. h. erheblichen Spielraum besitzen, etwa wie Fig. 284 darstellt, und dazu ein Indikator-


Fig. 284.

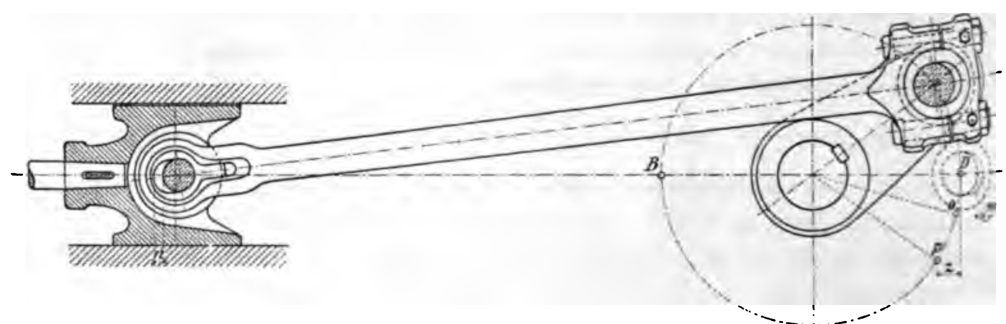


diagramm $a\ b\ c\ d\ e\ a$, Fig. 285, wie es von einem gewissen Standpunkte aus als vorzüglich aufgefasst werden kann. In letzterer Figur seien nach dem Vorgange in Ziff. 1 eingetragen: die Ueberdrucklinie, sowie die Kurven der p_q und p_k (Gl. 472 bezw. 474).

Nach Zurücklegung des Kolbenweges x, Fig. 285, beträgt die Kraft S, mit welcher sich die innere Lagerschale der Schubstange infolge des Dampfdruckes gegen den Kurbelzapfen legt (vergl. Fig. 284), nach Gl. 477

$$S = \frac{F\,p_k}{\cos\psi}.$$

Dieser Kraft entspricht eine gewisse elastische Zusammendrückung der gan- Schubstange, wie der Lagerschalen und der zugehörigen Zapfenoberflä :

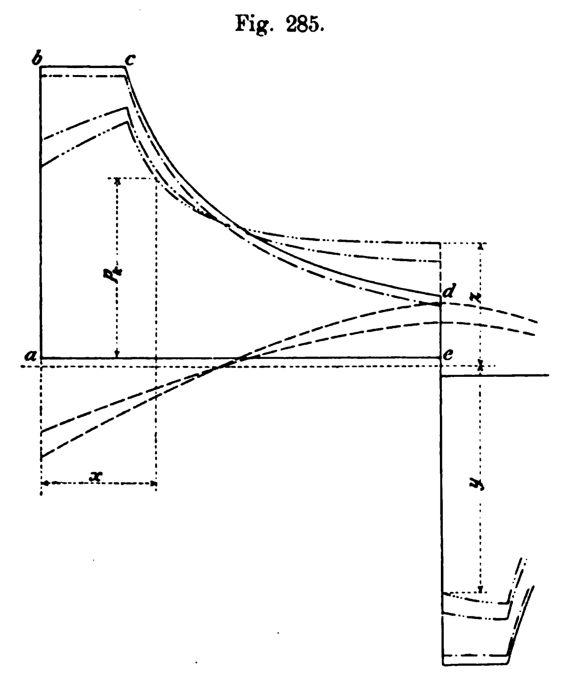


Fig. 285.

Kolbenstange und ihre Verbindungen werden gemäss dem Druck, den sie erfahren, zusammengepresst sein. Die elastische Verkürzung aller dieser Theile gegenüber dem spannungslosen Zustande ($S = 0$) sei behufs späterer Erörterung allgemein mit λ bezeichnet. Im Augenblick der Ankunft des Kurbelzapfens im todten Punkte D, Fig. 284, beträgt nach Fig. 285

$$S = F z,$$

im unmittelbar darauf folgenden Augenblick

$$S = -F y,$$

da nach Fig. 285 im todten Punkte p_k plötzlich von der Grösse z durch Null hindurch in $-y$ überspringt und cos ψ in der Todtlage gleich 1 zu setzen ist.

Nach Eintritt der Entlastung wird zunächst die Verkürzung λ verschwinden, d. h. die jetzt ziehend wirkende Kolbenkraft durchläuft zunächst den Weg λ in der neuen Richtung (von rechts nach links), ohne hierbei einen eigentlichen Arbeitswiderstand zu überwinden; im Gegentheil, die elastische Rückfederung des Gestänges giebt noch mechanische Arbeit zurück. Bis dieser Weg λ zurückgelegt, bleibt die Berührung der inneren Lagerschale des Stangenkopfes mit dem Kurbelzapfen, der zunächst in's Auge gefasst sei, aufrecht erhalten; inzwischen aber ist die Kurbel um einen, wenn auch kleinen Winkel aus ihrer Todtlage herausgetreten, etwa nach o, Fig. 284, gekommen, dabei hat der Kurbelzapfen noch drückend auf die innere Lagerschale der von rechts nach links zu beschleunigenden Stange wirken müssen. Die Kurbel hat also die Todtlage bereits überschritten, ohne dass der Zapfen und die innere Lagerschale die Berührung aufgegeben haben. Ehe nun die Berührung des Zapfens mit der äusseren Lagerschale eintritt, durchläuft der Kurbelzapfen eine weitere Strecke, etwa den Bogen $o\,p$. Der Stangenkopf hat dabei nicht bloss diesen Bogen, sondern auch noch den todten Gang, den Spielraum m zurücklegen müssen, während der Kreuzkopfzapfen, um in Berührung mit seiner äusseren Lagerschale zu gelangen und so überhaupt ziehend auf die Schubstange wirken zu können, eine Strecke n so gut wie ohne Arbeitsleistung durchlaufen musste. Die bedeutende Kolbenkraft hat somit einen Gesammtweg von $\lambda + z + m + n$ durcheilt, lediglich die Gestängemasse beschleunigend, bevor das Zusammentreffen zwischen Schubstange und Kurbelzapfen stattfindet. Dass dasselbe unter solchen Verhältnissen mit einem heftigen Stoss erfolgen muss, liegt auf der Hand. Ein solcher wird ebenfalls am Kreuzkopfzapfen eintreten, und zwar in dem Augenblicke des Auftreffens des Zapfens auf die äussere Lagerschale.

Soll der Stoss vermieden werden, so genügt es nicht, dass der todte Gang entfällt, d. i. m und n gleich Null sind, da dann immer noch die Wegstrecke $\lambda + z$

übrig bleibt. Es wird vielmehr nothwendig, die Plötzlichkeit des Druckwechsels (von $+Fz$ zu $-Fy$, Fig. 285) zu beseitigen und ihn selbst vor der Todtlage stattfinden zu lassen, was durch Einführung von Kompression des Vorderdampfes geschehen kann. Die Letztere setzt, wie Fig. 280 und noch stärker Fig. 282 erkennen lässt, an die Stelle senkrechten Durchganges der Linie p_k durch die Abscissenachse im todten Punkte (Fig. 285) schräges Schneiden[1]) etwas vor der Todtlage (bei Fig. 282 im Punkte m_2), entsprechend einem allmählichen Verschwinden der Zusammendrückung λ und einem allmählichen Anlegen der äusseren Lagerschale des Stangenkopfes an den Kurbelzapfen bis zur Erreichung des todten Punktes, sodass bei Beginn des neuen Hubes, also bei Beginn der Arbeitsleistung des Frischdampfes, die Summe $\lambda + z$ gleich Null oder wenigstens nahezu gleich Null ist, infolgedessen dann bei nicht vorhandenem todten Gange[2]) der Stoss vermieden wird.

Streng genommen hätten bei der vorstehenden Untersuchung über den Eintritt eines Stosses am Kurbelzapfen nicht bloss die durch Gl. 477 bestimmte Stangenkraft S, sondern auch die von dem Eigengewicht der Schubstange und dem Trägheitsvermögen derselben herrührenden Seitenkräfte berücksichtigt werden müssen. Die erstere Seitenkraft würde bei prismatischer Gestaltung der Stange die Hälfte des Gewichts derselben betragen; bei den thatsächlichen Ausführungen der Jetztzeit pflegt jedoch ein grösserer Theil auf den Kurbelzapfen zu entfallen. Die zweite Seitenkraft ist mit dem Drehungswinkel φ der Kurbel veränderlich. Will man genau vorgehen, so muss die S. 467 erwähnte Kurve, welche an Stelle der Geraden KG in den Fig. 274 und 275 tritt, für die verschiedenen Kurbelstellungen aufgezeichnet werden und sind dabei jeweils die Massenkräfte für die einzelnen Massenelemente aus $\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{f \gamma}{g} \sin \varphi$ zu ermitteln. Die Resultante aus den beiden Seitenkräften und S

[1]) Zur richtigen Beurtheilung der Geschwindigkeit, mit welcher hierbei der Druck wechselt, ist es angezeigt, sich eine Kurve aufzuzeichnen, mit den Werthen von p_k als Ordinaten zu Abscissen, welche den zugehörigen Zeiten proportional sind. Da der Kurbelzapfen sich angenähert mit gleicher Geschwindigkeit bewegt, so genügt es, zu Abscissen die zugehörigen Wege des Kurbelzapfens zu wählen. Im vorliegenden Falle, etwa Fig. 282, ergiebt sich dann, dass der Winkel, unter welchem die Linie der Werthe p_k die Abscissenachse durchschneidet, weit mehr von 90° abweicht, als Fig. 282 angiebt; die Kolbenwege, welche in der Letzteren die Abscissen bilden, wachsen eben gegen das Ende des Hubes hin in immer geringerem bis auf Null abnehmendem Masse mit der Zeit.

[2]) Die Stärke der erforderlichen Oelschicht zwischen Zapfen- und Lagerschale bildet, so lange stetiges Wirken der zu übertragenden, das zulässige Mass nicht überschreitenden Kräfte stattfindet, keinen Spielraum oder todten Gang; sie verhält sich vielmehr als Polster. Die Uebertragung erfolgt durch die Flüssigkeitsschicht hindurch. Allerdings wird diese um so dünner, je höher die Anzahl der Atmosphären steigt, welche der Zapfenpressung entspricht; doch verträgt bei geeigneter Wahl des Schmiermaterials dieses den Druck einer recht erheblichen Anzahl von Atmosphären, ohne herausgepresst zu werden (vergl. S. 296 u. f., die Versuche von Tower, das S. 303 und 304 unter b Gesagte, sowie die S. 311 unter „Sonderwerthe für k" gemachten Angaben über erfahrungsgemäss zulässige Zapfenbelastungen).

Mit je kleinerer Zapfenpressung gearbeitet wird, eine um so grössere Stärke — bis zu einer gewissen Grenze hin — wird die übertragende Oelschicht besitzen dürfen, d. h. ein um so grösserer Unterschied zwischen Zapfendurchmesser und Lagerbohrung wird zulässig sein. Dass die Art des Schmiermaterials auf diesen zulässigen Unterschied von Einfluss ist, erhellt aus dem S. 312 u. f. Gesagten.

ist alsdann zu verfolgen, um festzustellen, ob und wo ein plötzlicher Wechsel des Druckes zwischen Kurbelzapfen und dem ihn umschliessenden Stangenkopfe stattfindet.

Für kleine und mittlere Umdrehungszahlen ist die Wirksamkeit dieser zwei Seitenkräfte auf die Resultante gering, bei grossen Umdrehungszahlen dagegen macht sich der Einfluss der vom Trägheitsvermögen der Schubstange kommenden Seitenkraft geltend, und zwar nach der Richtung hin, dass der Druckwechsel allmählicher vor sich geht, namentlich dann, wenn er bei grösseren Werthen von φ stattfindet.

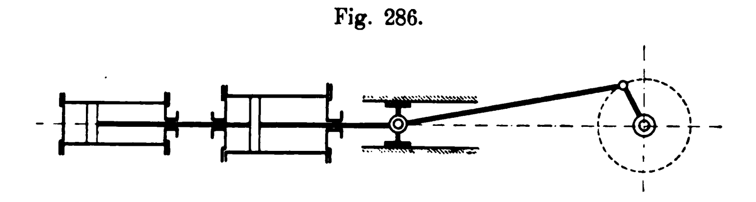
Für den Kreuzkopfzapfen, auf den nur ein kleiner Theil der Trägheitskraft der Stange entfällt, ist dieser Einfluss demgemäss ein entsprechend geringerer.

Was etwaige Stösse an der Kurbelwelle im Hauptlager anbetrifft, so wirkt hier die bedeutende senkrechte Belastung durch das Schwungrad darauf hin, dass die Resultante aus der vom Kurbelzapfen auf das Lager kommenden Kraft und aus der eben erwähnten Belastung in senkrechter Richtung meist ziemlich stetig Grösse wie Richtung wechselt, infolgedessen bei liegenden, in gutem Zustande befindlichen Maschinen Stösse hier weit weniger leicht entstehen. Bei stehenden Maschinen liegt die Sache allerdings weniger günstig; es sei denn, dass die Belastung des Lagers durch die auf der Welle sitzenden Gewichte die dauernde Berührung mit der unteren Lagerschale sichert.

In den Gleitflächen des Kreuzkopfes entstehende Stösse werden nur dann zu erwarten sein, wenn der Letztere die führende Bahn rasch wechselt; bei allmählich stattfindendem Wechsel der Richtung des Bahndruckes und bei Nichtvorhandensein von todtem Gange gehen Stösse von hier nicht aus.

Bei liegenden, rechts umlaufenden Maschinen, wie z. B. Fig. 267 und 279, wird der Bahndruck in der Regel nur gegen Ende des Hubes hin wechseln, hier aber wegen der Kleinheit des Winkels ψ gering ausfallen und deshalb durch das Gewicht des Kreuzkopfes und des entsprechenden Theiles des Gewichtes von der Schubstange aufgehoben werden, sodass bei geringer Trägheitskraft der Schubstange auf den Kreuzkopfzapfen überhaupt ein Wechsel der Bahn nicht stattfindet. Läuft dagegen eine solche Maschine links um, so ist der von der normalen Stangenkraft herrührende Bahndruck nach aufwärts gerichtet. Dann pflegt, da die Gewichte der

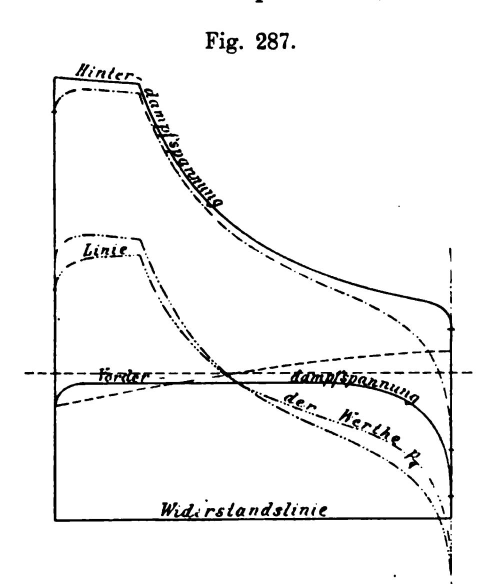
Fig. 286.



den Kreuzkopf belastenden Theile, wozu hier im Sinne des Zweckes unserer technischen Rechnungen auch ein Theil des Gewichtes der Kolbenstange zu rechnen sein wird, abwärts wirken, Wechsel der Bahn unvermeidlich zu sein. Dasselbe tritt ein, z. B. bei Gebläse- und Pumpmaschinen mit direktem Antrieb nach Fig. 286, selbst, wenn sie

rechts umlaufen. Hier wirkt der Arbeitswiderstand an der Kolbenstange, und zwar im Falle einer Pumpmaschine, wie wir sie voraussetzen wollen, mit nahezu gleicher Grösse, entsprechend dem Abstande der in Fig. 287[1]) eingetragenen Widerstandslinie von der Abscissenachse. Wie ersichtlich, kehrt hier die Kraft am Kreuzkopfe (Linie der Werthe p_q, Gl. 472) ungefähr in der Mitte des Hubes ihre Richtung um. Thut sie es langsam genug, so tritt ein Stoss nicht auf, weder an den Zapfen, noch in den Gleitflächen der Geradführung. Allerdings fordern solche Verhältnisse besondere Sorgfalt nicht bloss bei der Konstruktion und der Ausführung der Maschine, sondern auch während des Betriebes derselben, wenn auf befriedigenden Gang gerechnet werden soll. Dass dieser trotz des Kraftwechsels in der Mitte des Hubes erreichbar ist, lehrt die Erfahrung mit Maschinen der bezeichneten Art[2]).

Fig. 287.



Bei stehenden Maschinen ist Wechsel der Gleitbahn für jede Umkehrung des Bahndruckes, welcher sich aus den durch die Schubstange gehenden und von ihr herrührenden Kräften ergiebt, zu erwarten.

b. Formänderungen, Erzitterungen, Schwingungen der ganzen Maschine.

Erzitterungen und sonstige der Ruhe des Ganges nachtheilige Schwingungen können in einer Maschine auch noch dadurch entstehen, dass Theile derselben, wie z. B. die Schubstange, infolge ihrer eigenartigen, zur Wachrufung von Massenkräften Veranlassung gebenden Bewegungen (vergl. S. 465 u. f.) oder unter Einwirkung äusserer

[1]) Beim Entwurf dieser Darstellung ist allgemein in der Weise vorzugehen, dass die Ueberdrucklinie für den Gebläse- oder Pumpencylinder festgestellt wird (aus aufgenommenen oder entworfenen Indikatordiagrammen), hierauf sind die Ordinaten derselben durch Multiplikation mit dem Verhältnisse der wirksamen Kolbenquerschnitte auf die Dampfkolbenpressungen zurückzuführen und durch nochmalige Multiplikation mit dem reziproken Werthe des Wirkungsgrades der Maschine (d. h. mit den Quotienten: indicirte Leistung dividirt durch Nutzleistung) direkt vergleichbar mit den Ordinaten des Dampfüberdruckes zu machen. Der Flächeninhalt der beiden Diagramme (für Leistung und für Widerstand) muss die gleiche Grösse besitzen; anderenfalls hat Berichtigung einzutreten.

[2]) Daraus folgt denn auch, dass Verhältnisse, wie sie Fig. 288 zeigt — der Ueberdruck des Dampfes, welcher bei Beginn des Hubes vorhanden ist, reicht nicht hin, um die Massen des Kolbens u. s. w. in dem erforderlichen Masse zu beschleunigen — nicht unbedingt zu einem Stosse führen müssen. Das Gleiche gilt bei Umständen, wie sie der Darstellung in Fig. 289 entsprechen: die Hinterdampfspannung sinkt infolge Kleinheit der Füllung so rasch, dass, obgleich zwar p_i anfangs positiv ist, sein Werth doch bald darauf negativ wird, und dass aus diesem Grunde zweimaliger Druckwechsel stattfindet.

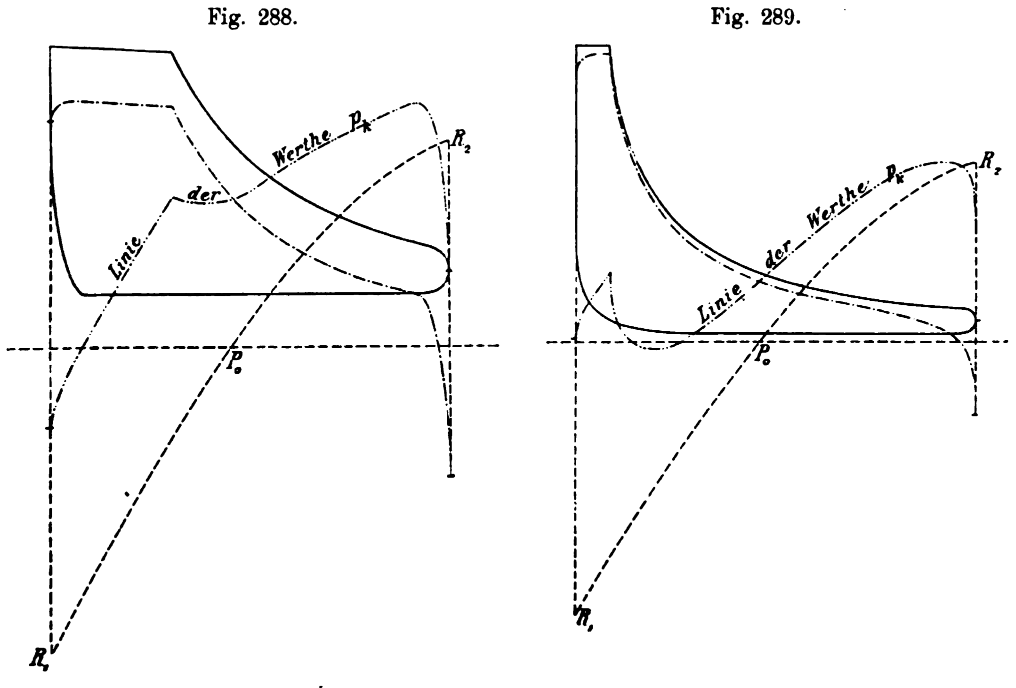
Verhältnisse dieser Art sind im Allgemeinen naturgemäss nach Möglichkeit zu vermeiden, so im Falle der Fig. 288 dadurch, dass man auf möglichst hohen Dampfüberdruck p_u zu Anfang

räfte ihre Form, wenn auch vollkommen elastisch, also federnd, fortgesetzt ändern. ɜ weniger veränderlich — ganz allgemein gesprochen — die hierbei in Betracht ommenden Kräfte sind oder je allmählicher sie sich ändern, um so geringer wird nter sonst gleichen Verhältnissen die Beeinträchtigung sein, welche die Ruhe des anges durch sie erfährt. Daraus ergiebt sich für den Konstrukteur die Aufgabe, ir Gleichförmigkeit der Kraftübertragungen, bezw. für Allmählichkeit der Kraftnderungen nach Möglichkeit besorgt zu sein.

In Bezug auf die Ruhe des Ganges ist schliesslich noch die ruhige Lage der laschine als Ganzes in's Auge zu fassen. So ergiebt sich beispielsweise für die laschine Fig. 279, S. 468, dass die Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen ı der Richtung von links nach rechts ein Bestreben der ganzen Maschine zur Folge at, sich von rechts nach links zu bewegen, und zwar mit einer Kraft, die gleich dem rodukte aus der Grösse dieser Massen und der Beschleunigung ist. Gegen die Mitte es Hubes geht die Beschleunigung in Verzögerung über (vergl. Fig. 272, S. 464, der Fig. 280, S. 469), wird also negativ; damit kehrt dann auch die auf Verhiebung der ganzen Maschine hinwirkende Kraft ihr Vorzeichen um. Würde man ie ganze Maschine auf einen Wagen setzen, so würde sich dieser auf dem ersteren heile des Hubes von rechts nach links, auf dem zweiten dagegen von links nach echts bewegen u. s. f. Bei Aufhängung der Maschine an Seilen würde sie anfangs ach links, später nach rechts u. s. f. pendeln. Dadurch, dass wir sie auf ein festes

s Hubes bedacht ist (volle Dampfspannung hinter dem Kolben, thunlichst geringe vor demselben) d die hin- und hergehenden Massen möglichst leicht konstruirt; bei gegebenem Gewichte $G_1 + G_2$

Fig. 288. Fig. 289.



r zu beschleunigenden Massen setzt dann die
470) der Geschwindigkeit, bezw. der

— $p_2 > 0$ (vergl. Gl. 474
ere Grenze.

Fundament stellen, hindern wir sie an der Bewegung. Dagegen hat dann dieses, sowie die Verbindung zwischen ihm und der Maschine in wagrechter Richtung nach Gl. 467 der fortgesetzt wechselnden Kraft

$$P = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right)(G_1 + G_2) \quad . \; . \; . \quad 481^{1)}$$

Widerstand zu leisten. Dieselbe beginnt den Hingang bei $\varphi = 0$ mit dem Höchstwerth

$$P_{max} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right)(G_1 + G_2), \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 482^{1)}$$

wird für $\varphi = 79^0\,16'$ zu Null und endigt den Hingang mit

$$-\left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right)(G_1 + G_2)\,^{1)}.$$

Beispielsweise beträgt der Höchstwerth dieser Kraft für

$$r = 400\,^{mm},\; n = 90,\; \frac{r}{l} = \frac{1}{5},\; G_1 + G_2 = 400\,^{kg},$$

$$P_{max} = \left(\frac{90}{30}\right)^2 . \; 0{,}4\left(1 + \frac{1}{5}\right) 400 = 1728\,^{kg}.$$

Im Interesse der Ruhe des Ganges der Maschine ist man vielfach (bei Lokomotiven, Lokomobilen, Dampffeuerspritzen, schnelllaufenden Betriebsmaschinen u. s. w.) veranlasst, die Wirkungen der mit der Beschleunigung von Massen verknüpften Kräfte durch Anordnung anderer Massen und durch entsprechende Versetzung der Kurbeln mehr oder minder vollständig aufzuheben oder auszugleichen[2]). Je nach der Bauart, dem Zwecke der Maschine u. s. f. wird dabei in verschiedener Weise vorgegangen. Erörterungen hierüber gehören deshalb in die Werke, welche die betreffenden Maschinen behandeln.

---

[1]) Streng genommen tritt hierzu noch die von der Centrifugalkraft der Kurbel herrührende Seitenkraft. Bezeichnet G_3 das auf den Kurbelzapfen, d. h. auf den Abstand r zurückgeführte Gewicht der Kurbel nebst Zapfen, so gilt

$$P = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right)(G_1 + G_2) + \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\, G_3 \cos\varphi,$$

bezw.

$$P_{max} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left[\left(1 + \frac{r}{l}\right)(G_1 + G_2) + G_3\right].$$

Mit genügender Genauigkeit können die oben gegebenen Gleichungen beibehalten werden. wenn in die Summe $G_1 + G_2$ auch das Gewicht G_3 eingerechnet wird.

[2]) Möglichst vollkommene Ausgleichung ist z. B. anzustreben bei den auf sehr leichtem und überdies gefedertem Unterbau ruhenden Dampffeuerspritzen. Ueber die Lösungen dieser Aufgabe s. des Verfassers Abhandlung in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1880, S. 113 u. f. oder dessen Arbeit: „Die Konstruktion der Feuerspritzen“, Stuttgart 1883, S. 124 u. f., sowie D. R.-P. Nr. 3897 und Nr. 8063. Die letztere Konstruktion zeigt insbesondere auch das Irrthümliche der in der Literatur zu findenden, allgemein hingestellten Behauptung, dass hin- und hergehende Massen durch rotirende nicht ausgleichbar seien.

S. auch die L. Gebhard'sche Abhandlung in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1880, S. 589 u. f.

B. Kurbeln, Excenter.

I. Kurbeln.

Kurbeln sind mit Wellen verbundene oder mit diesen aus dem Ganzen bestehende Hebel, welche in der Regel dem Zwecke dienen, eine an hin- und hergehende Theile gebundene mechanische Arbeit an umlaufende abzugeben oder von Letzteren auf Erstere zu übertragen. Die Hauptbestandtheile einer Kurbel sind der Kurbelzapfen, d. i. dasjenige Element, an welches sich die schwingenden Massen anschliessen, und der Kurbelkörper mit der Nabe, welche die Befestigung zwischen Welle und Kurbel ermöglicht.

Sitzt die Kurbel am Ende einer Welle, so wird sie wohl auch als Stirnkurbel bezeichnet (Fig. 121, Fig. 122, Taf. 12, Fig. 225, Fig. 228, Taf. 30, Fig. 232, Taf. 31). Trägt die Stirnkurbel am Kurbelzapfen eine zweite Kurbel, so heisst diese Gegenkurbel (Fig. 230, Taf. 30). Befindet sich die Kurbel nicht am Ende der Welle, so wird diese Krummachse, gekröpfte Welle genannt, und zwar einfach gekröpft, wenn nur eine Kurbel vorhanden ist (Fig. 123, Taf. 12), eine mehrfach gekröpfte, wenn sie deren mehrere besitzt. So zeigen die Fig. 128 und 129, Taf. 13, zwei doppelt gekröpfte Wellen mit um 90°, bezw. 180° versetzten Kurbeln für Zweicylinder-Dampfmaschinen, Fig. 130, Taf. 13, eine dreifach gekröpfte Welle mit um 120° versetzten Kurbeln für eine Dreicylindermaschine[1]), und Fig. 231, Taf. 30, eine dreifach gekröpfte Welle mit zwei Stirnkurbeln (diese zur Bewegung zweier Vertheilungsschieber), wie sie Verfasser für Dampffeuerspritzen zur Ausführung gebracht hat.

Bezüglich der Berechnung des Kurbelzapfens findet sich das Nöthige erörtert im Abschnitt „Zapfen“, und zwar S. 308 u. f.

Zum Zwecke der Prüfung richtiger Lagerung muss die Möglichkeit geboten sein, die Wasserwage auf den Zapfen parallel mit dessen Achse zu stellen. Dazu gehört, dass derselbe entweder keinen Bund hat oder deren zwei von genau gleichem Durchmesser besitzt. Der Kugelzapfen soll aus diesem Grunde einen Bund erhalten, dessen Durchmesser gleich demjenigen der Kugel ist. Der verhältnissmässige Werth des kugelförmigen zum cylindrischen Zapfen ist bereits unter „Zapfen“ besprochen worden.

Hinsichtlich der Berechnung der Kurbelwellen darf auf den Abschnitt „Achsen und Wellen“, und zwar S. 346 u. f., verwiesen werden; hier bleibt noch zu erörtern die Abmessung des Kurbelkörpers, sowie die Befestigung der Theile mit einander.

Was zunächst die Letztere anbelangt, so ist zu beachten, dass infolge des ein-

---

[1]) Fig. 129 giebt die Welle der auf der elektrotechnischen Ausstellung in Frankfurt a. M. 1891 ausgestellten Zweicylindermaschine der Maschinenfabrik Buckau, Aktiengesellschaft Magdeburg, wieder. Die Versetzung der Kurbeln um 180° bezweckt Ausgleichung der Massenkräfte. Die Kurbelwelle ist dadurch ausgezeichnet, dass sie in zwei Lagern ruht, sodass der Lagerdruck leicht bestimmt werden kann, die Cylinderdurchmesser betragen 625 mm und 950 mm bei 700 mm Hub; Umdrehungszahl 125 bis 130. Anfangsspannung bis 10 kg Ueberdruck.

Fig. 130 stellt die Welle der in Frankfurt ausgestellten Dreicylindermaschine von G. Kuhn in Stuttgart-Berg dar. Cylinderdurchmesser: 500, 700 und 1200 mm bei 600 mm Hub. Umdrehungszahl 80 bis 120. Anfangsspannung bis 12 kg. Näheres über beide Maschinen findet sich in de Ausstellungsbericht von Stribeck, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 1435 u

tretenden Wechsels der Kraftrichtungen und der Kraftstärke die Verbindungen Spannungsverbindungen sein müssen, bei deren Ausführung die äusserste Sorgfalt gerade genügend ist.

Solche Befestigungen des Zapfens mit dem Kurbelkörper zeigen die Fig. 225, 228, 229, 230, Taf. 30, 232, Taf. 31, Fig. 291, S. 483, Fig. 292, S. 483 (Fritz Müller, D. R.-P. Nr. 60376). Der Kegel des Zapfens ist sauber in seinen Sitz einzuschleifen und dann mittelst Keil, Mutter oder Schraube in denselben hineinzupressen und darin zu sichern. Besitzt der Kegel des Zapfens einen Ansatz (Bund), wie im Falle der Fig. 230, 232, Taf. 30, bezw. 31, Fig. 291 und 292, so muss zwischen dem Ansatz und dem Kurbelkörper Spielraum gelassen werden; anderenfalls besteht keine Sicherheit bezüglich der Verspannung des Zapfens durch den Kegel. Um das Ausbohren eines konischen Loches und das Einschleifen zu ersparen, wird zuweilen der Zapfen in folgender Weise befestigt. Der hintere Theil desselben wird cylindrisch hergestellt, jedoch um etwas grösser als das cylindrisch gebohrte Loch des Kurbelkörpers. Die dieses Loch umschliessende Masse wird dann erwärmt und der Zapfen in dasselbe eingeführt. Infolge der Zusammenziehung beim Erkalten entsteht die zur sicheren Befestigung nöthige Spannung in den Berührungsflächen. Um die Verbindung zu umgehen, können Kurbelkörper und Zapfen aus dem Ganzen hergestellt werden, was besonders dann geschieht, wenn die Entfernung zwischen Wellen- und Zapfenachse zu klein ist, um einen Kurbelkörper anzuordnen. In diesem Falle bilden Welle, Kurbel und Zapfen meist ein Ganzes.

Statt des Keiles oder der Mutter zur Befestigung des eingeschliffenen Zapfens findet sich auch Vernietung angewendet. Mit Rücksicht auf etwaige Ausbesserung oder auf etwa nöthig werdenden Ersatz des Zapfens sind diejenigen sonst gleichwerthigen Verbindungen die zweckmässigeren, welche diese Arbeiten am leichtesten und billigsten bewerkstelligen lassen. Von diesem Gesichtspunkt aus ist die Befestigung mittelst Kegel, Keil oder Mutter derjenigen durch Vernieten und derjenigen durch Einbringen des Zapfens in die erwärmte Nabe entschieden vorzuziehen. Für die Mutter wird allerdings oft der Raum mangeln, sofern man sich nicht zu kurzer Nabe, d. h. zu kleinem l_1 (Fig. 291) entschliesst.

Die dauernde Berührung zwischen dem der Befestigung dienenden kegelförmigen Theile des Zapfens und seiner Sitzfläche fordert für denselben eine gewisse Mindestlänge l_1, Fig. 291. Rechnungsmässige Bestimmung derselben ist zwar möglich, fordert jedoch Annahmen, denen der Charakter einer ziemlichen Willkür anhaftet. Ganz dasselbe gilt hinsichtlich der Abmessung D, der mittleren Keilhöhe h_1 (Fig. 225, Taf. 30) und der Schraubenstärke d_3. Wir beschränken uns deshalb hier auf die Angaben, dass für normal belastete Kurbelzapfen die Mittelwerthe

$$\left.\begin{aligned} l_1 &= 1{,}5\, d \text{ bis } 1{,}75\, d, \\ h_1 &= 0{,}3\, l_1 \text{ bis } 0{,}4\, l_1, \\ s_1 &= 0{,}2\, d \text{ bis } 0{,}25\, d, \\ d_3 &= 0{,}5\, d, \\ \frac{d_1 - d_2}{2\, l_1} &= \frac{1}{25} \text{ bis } \frac{1}{15}, \\ D &= 2\, d \text{ für Flusseisen- oder Flussstahlnaben}, \\ D &= 2{,}5\, d \text{ für Gusseisennaben} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; 483$$

genügen.

Zuweilen finden sich auch Kurbeln mit in radialer Richtung verstellbarem Kurbelzapfen zum Zwecke der Erzielung veränderlicher Hubhöhe. Der Zapfen gehört dann in der Regel einem Schlitten an, der im Kurbelkörper sorgfältig geführt und durch eine radial liegende Schraubenspindel bewegt werden kann. Gestatten die Verhältnisse, den Schlitten sehr lang zu wählen, so lässt sich bei gewissenhafter Ausführung eine betriebssichere Konstruktion erlangen. Trotzdem erscheint es räthlich, zur Verschiebbarkeit des Zapfens nur dann zu greifen, wenn es unbedingt nöthig ist. Sie zu vermeiden, werden wohl auch Kurbelscheiben mit mehreren Löchern für den Zapfen angeordnet, deren Abstand von der Wellenachse verschieden ist.

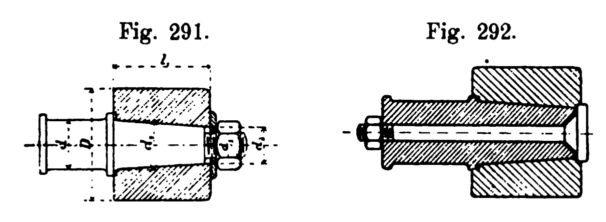


Fig. 291. Fig. 292.

Die Befestigung des Kurbelkörpers mit der Welle lassen die Fig. 225, 230, Taf. 30, Fig. 232, Taf. 31 u. s. w. erkennen. Wie bereits bemerkt, muss die Verbindung eine durchaus zuverlässige sein. Dieser Bedingung wird am besten genügt durch warmes Aufziehen der Kurbeln. Die Bohrung soll dann im kalten Zustande bei Gusseisenkurbeln um etwa 0,00125, bei Kurbeln aus Stahl, Fluss- oder Schweisseisen um ungefähr 0,005 kleiner sein als der Durchmesser der Welle.

Durch Aufziehen mittelst hydraulischer Presse auf das (in diesem Falle ein wenig kegelförmig, etwa im Verhältniss 1 : 100, gedrehte) Wellenende lässt sich ebenfalls eine betriebssichere Verbindung erzielen.

Um die Lage der Kurbel auf der Welle zu sichern, wird D_2, Fig. 232, Taf. 31, um einige Millimeter kleiner als der Durchmesser D_1 genommen. Der gusseiserne Kurbelkörper erhält aus demselben Grunde eine zu bearbeitende Brust $a\,a$, deren Höhe etwa 5 mm beträgt.

Für die Länge der Naben warm aufgesetzter oder mittelst hydraulischer Presse sorgfältig aufgezogener Kurbeln gilt (Fig. 232, Taf. 31)

$$l_2 \geqq D_2 \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots \qquad 484$$

Wird die Kurbel kalt in der gewöhnlichen Weise wie Räder (s. diese) aufgekeilt, so darf l_2 nicht zu kurz gehalten werden, weil durch das Aufkeilen der Parallelismus zwischen Welle und Zapfen um so mehr verloren geht, je kürzer die Nabe ist. Als unterster Grenzwerth kann hier $l_2 = 1{,}25\, D_2$ angesehen werden.

Dem Bestreben, die Nabe möglichst lang zu wählen, stellt sich der Umstand entgegen, dass das biegende Moment, welches die Kurbelwelle beansprucht und Formänderungen (Abbiegen) derselben zur Folge hat, um so grösser ausfällt, je länger die Nabe gewählt wird. Ist auch die Materialanstrengung nur proportional der ersten Potenz des von der Nabenlänge abhängigen Hebelarmes der biegenden Kraft, so wächst doch die Grösse der Abbiegung mit der dritten Potenz des Letzteren (Gl. 20, S. 10). Mit den Bezeichnungen der Fig. 122, Taf. 12, beträgt der in Betracht kommende Hebelarm für die Lagerstelle $y + l_3 + 0{,}5\, l_1$. Um nun bei gleichbleibender Strecke $y + l_3$ die Nabe möglichst lang zu erhalten, versieht man sie mit einer Erhöhung oder Warze von der Höhe $y - x$, Fig. 122, Taf. 12 (in Fig. 225, Taf. 30, ...ich 15 mm). Dabei muss der Abstand x mindestens noch diejenige

Grösse besitzen, welche der Schubstange gestattet, mit einem Spielraum von 5 bis 10^{mm} an der Warze vorüber zu schwingen (s. in dieser Beziehung Fig. 272, Taf. 39).

Die Wandstärke der Nabe einer auf geschmiedete Welle warm aufzuziehenden Kurbel aus Stahl, Fluss- oder Schweisseisen kann genommen werden

$$0{,}25\ (D_d + 0{,}5\ D_2) + 10^{mm} \text{ bis } 0{,}3\ (D_d + 0{,}5\ D_2) + 10^{mm}, \quad . \quad . \quad 485$$

worin D_d den Durchmesser bedeutet, welcher sich für die Welle ergeben würde, sofern nur das drehende Moment berücksichtigt, welches also mit dem biegenden Moment $M_b = 0$ erhalten wird. In der Regel unterscheidet sich hier D_d nur wenig von D_2, sodass die Wandstärke im Mittel

$$0{,}4\ D_2 + 10^{mm}$$

genommen werden darf.

Gusseiserne warm aufzusetzende Kurbeln erhalten eine um 30 bis 50% grössere Wandstärke.

Kalt aufgesetzte Kurbeln können nach Gl. 246, S. 208, in welcher d_0 durch D_d und d durch D_2 zu ersetzen ist, bestimmt werden.

Aus Gusseisen werden Kurbeln in der Regel zweckmässigerweise nicht mehr hergestellt. Konstruktionen wie in Fig. 232, Taf. 31, wiedergegeben, sind nach heutigem Stande als Ausnahmen anzusehen. Werden an Stelle eigentlicher Kurbeln Kurbelscheiben angeordnet, so findet Gusseisen noch häufig Verwendung.

Den besten Einblick in die Beanspruchung des Kurbelarmes und damit auch in die Berechnungsweise desselben gewährt die Untersuchung einer gegebenen, unter bestimmten Verhältnissen arbeitenden Kurbel. Demgemäss stellen wir uns die Aufgabe, für den Arm der in Fig. 225, Taf. 30, dargestellten Kurbel einer Betriebsdampfmaschine die Anstrengungen in den beiden Querschnitten 11 und 22 zu ermitteln.

Fig. 290.

Querschnitt 11.

In der durch Fig. 290 bezeichneten Kurbelstellung, die wir uns zunächst als eine ganz beliebige denken wollen, liefert der Zapfendruck P bei seiner Zerlegung in tangentialer und radialer Richtung: die Tangentialkraft T und die Radialkraft R. Damit ergeben sich für den im Abstande z von der Zapfenachse gelegenen Armquerschnitt 11 (bei Verlegung von T und R in den Schwerpunkt O des Querschnitts, vergl. Fig. 225 und 226, welch' Letztere den Querschnitt 11 darstellt),

von R herrührend:

a) die senkrecht zum Querschnitt gerichtete Kraft R, im vorliegenden Falle ziehend wirkend,

b) das biegende Moment $R\,y$ mit $x\,x$ als Biegungsachse,

von T kommend:

c) die Schubkraft T,

d) das biegende Moment Tz mit $y\,y$ als Biegungsachse,

e) das drehende Moment Ty[1]).

In der gezeichneten Kurbelstellung, Fig. 290, beträgt für je 1000 kg Zapfendruck abgerundet

$$R = 440\,^{\text{kg}},\quad T = 900\,^{\text{kg}},$$

mit welchen Zahlen zunächst die Rechnung durchgeführt werden möge.

Die Zugkraft $R = 440$ liefert für alle Punkte des Querschnitts die Normalspannung

$$\sigma_0 = \frac{440}{5{,}4\,.\,18} = 4{,}53\,^{\text{kg}}.$$

Das biegende Moment $Ry = 440\left(5{,}3 + \frac{5{,}4}{2}\right) = 440\,.\,8\,^{\text{kg.cm}}$ mit $x\,x$ als Biegungsachse ergiebt die grösste Zugspannung für die Punkte der Begrenzungslinie $C\,A\,C$ im Betrage von

$$\sigma_1 = \frac{440\,.\,8}{\frac{1}{6}\,.\,18\,.\,5{,}4^2} = 40{,}23\,^{\text{kg}}.$$

Die Linie $B_1\,B\,B_1$, Fig. 226, Taf. 30, stellt die Spannungsvertheilung derart dar, dass $\overline{C B_1} = \sigma_1 = 40{,}23$ kg und dass die unterhalb der Achse $x\,x$ gelegenen Spannungen ziehende, die oberhalb thätigen drückende sind.

Wäre R radial einwärts gerichtet, also Druckkraft, so würden die Vorzeichen von σ_0, wie σ_1 die umgekehrten sein.

Das biegende Moment $Tz = 900\left(32 - \frac{23}{2}\right) = 900\,.\,20{,}5\,^{\text{kg.cm}}$ mit $y\,y$ als Biegungsachse liefert den Höchstwerth der Zugspannung

$$\sigma_2 = \frac{900\,.\,20{,}5}{\frac{1}{6}\,.\,5{,}4\,.\,18^2} = 63{,}27\,^{\text{kg}}$$

für die Punkte der Begrenzungslinie $C\,B\,C$ des Querschnitts. Die Linie $C_1\,A\,C_1$ stellt die zugehörige Spannungsvertheilung über den Letzteren dar mit

$$\overline{C\,C_1} = \sigma_2 = 63{,}27\,^{\text{kg}}.$$

Wird $\overline{C_1\,C_2} = \sigma_1 = \overline{C\,B_1}$, und $\overline{C_2\,C_3} = \sigma_0$, also $\overline{C\,C_3} = 63{,}27 + 40{,}23 + 4{,}53 = 108{,}03\,^{\text{kg}}$, sowie $C_2\,D\,C_2 \parallel C_1\,A\,C_1$ und $C_3\,E\,C_3 \parallel C_1\,A\,C_1$ gezogen, so ergiebt sich in $C_3\,E\,C_3$ die Linie der resultirenden Normalspannung = Kurve der $\Sigma\,\sigma$ für die in der Begrenzungslinie $C\,A\,C$ liegenden Querschnittselemente[2]).

---

[1]) Diese Verhältnisse hat Verfasser erstmals dargelegt in einer Zuschrift an Engineering, London (1873, 7. Nov., S. 373) anlässlich eines von dieser Zeitschrift gebrachten abfälligen Urtheils über die Ingenieure des Kontinents. Die Darlegung ist von da an auch in der englischen Literatur zu finden.

[2]) Die Gerade $C_2\,D\,C_2$, welche die Linie der von den beiden Biegungsmomenten Ry und Tz herrührenden resultirenden Normalspannungen darstellt, schneidet $C\,A\,C$ im Punkte F. Demnach ist hier die Normalspannung, abgesehen von σ_0, gleich Null. Da die Mitte O ein zweiter Punkt des Querschnitts ist, für den das Gleiche stattfindet, so bestimmt die Verbindungslinie $O\,F$ die für die beiden Momente Ry und Tz resultirende Nullachse. Hiermit ist unter Beachtung des S. 14 unter b Gesagten ein bequemes Mittel zur Prüfung der Richtigkeit der Rechnung gewonnen. Stellt

Die Schubkraft $T = 900^{kg}$ liefert nach Massgabe der Gl. 47, S. 16, die Spannungskurve $C A_1 C$. In den Punkten der Linie $y y$, also auch in der Seitenmitte A herrscht die durch die Gl. 48 bestimmte grösste Schubspannung

$$\max(\tau_s) = 1{,}5 \frac{900}{5{,}4 \cdot 18} = 13{,}89^{kg} = \overline{A A_1};$$

von da nimmt die Schubspannung nach dem Gesetze der gewöhnlichen Parabel ab bis auf Null [1]).

Das drehende Moment $T y = 900 \cdot 8^{kg\cdot cm}$ ruft Schubspannungen wach, welche mittelst Gl. 68, S. 19 berechnet werden können. Für die Punkte der langen Rechteckseite $C A C$ des Querschnitts findet sich als Spannungskurve die Parabel $C A_2 C$ mit durch Gl. 67

$$\max(\tau_d) = \frac{9}{2} \frac{900 \cdot 8}{5{,}4^2 \cdot 18} = 61{,}73^{kg} = \overline{A A_2}$$

bestimmtem Scheitel A_2 [2]).

Durch Addition der zusammengehörigen Ordinaten der Kurven $C A_1 C$ und $C A_2 C$ wird die Linie $C A_3 C$ der resultirenden Schubspannungen = Kurve der $\Sigma\tau$ für die in der Begrenzungslinie CAC gelegenen Querschnittselemente erhalten.

Die Schubspannungen in den Querschnittspunkten der Begrenzungslinie CBC werden durch die Ordinaten der Parabel $C B_2 C$ dargestellt, deren Scheitel B_2 nach der zweiten der Gl. 68 bestimmt erscheint. Dieselbe liefert mit den dort gebrauchten Bezeichnungen $y = 0$ und $z = \frac{h}{2}$

$$\max(\tau_z) = 2 \max(\tau_d) \frac{b}{h^2} \frac{h}{2} = \max(\tau_d) \frac{b}{h} = 61{,}73 \frac{5{,}4}{18} = 18{,}52^{kg} = \overline{B B_2}.$$

Hieraus erhellt, dass die grösste Anstrengung des Materials in den Punkten der langen Rechteckseite des Querschnitts zu suchen ist. In Verfolgung dieser Aufgabe stellen wir für die Punkte A, a, b, c und C die resultirende Anstrengung fest. Dieselbe ergiebt sich nach Gl. 77 (85) mit $\alpha_0 = 1$ wie folgt.

Punkt A.

$\Sigma\sigma$, herrührend von R und $R y$, beträgt $4{,}53 + 40{,}23 = 44{,}76^{kg}$,

$\Sigma\tau$, herrührend von T und $T y$, beträgt $13{,}89 + 61{,}73 = 75{,}62^{kg}$,

somit die resultirende Anstrengung

$$0{,}35 \cdot 44{,}76 + 0{,}65 \sqrt{44{,}76^2 + 4 \cdot 75{,}62^2} = 118{,}2^{kg}.$$

$\overline{O G}$ die dem Kräftepaar $T z$ entsprechende Paarachse nach Grösse und Richtung dar, ebenso $\overline{O H}$ diejenige Paarachse, welche dem Kräftepaar $R y$ entspricht, so ist $\overline{O J}$ die resultirende Paarachse und demnach

$$\operatorname{tg} \angle \overline{G O J} = \frac{\overline{O H}}{\overline{O G}} = \frac{440 \cdot 8}{900 \cdot 20{,}5} = \operatorname{tg} \beta;$$

folglich nach Gl. 39

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\frac{1}{12} 5{,}4 \cdot 18^3}{\frac{1}{12} \cdot 18 \cdot 5{,}4^3} \cdot \frac{440 \cdot 8}{900 \cdot 20{,}5} = 2{,}12,$$

welchem Werthe die Richtung $\overline{O F}$ entsprechen muss; was auch der Fall ist.

[1]) Näheres hierüber s. „Elasticität und Festigkeit“, § 38.

[2]) Ausführlicher findet sich das Gesetz der Spannungsvertheilung behandelt in „Elasticität und Festigkeit“, § 34, Ziff. 2.

Punkt a $\left(\overline{Aa} = \frac{1}{8} h\right)$.

$\Sigma \sigma$, herrührend von R, Ry und Tz, beträgt $4{,}53 + 40{,}23 + \frac{1}{4} 63{,}27 = 61^{kg}$,

$\Sigma \tau$, herrührend von T und Ty, beträgt $= 70{,}5^{kg}$,

folglich

$$0{,}35 \,.\, 61 + 0{,}65 \sqrt{61^2 + 4 \,.\, 70{,}5^2} = 121{,}2^{kg}.$$

Punkt b $\left(\overline{ab} = \frac{h}{8}\right)$.

$\Sigma \sigma = 76{,}5^{kg}$, $\Sigma \tau = 56{,}7^{kg}$,

$$0{,}35 \,.\, 76{,}5 + 0{,}65 \sqrt{76{,}5^2 + 4 \,.\, 56{,}7^2} = 115{,}7^{kg}.$$

Punkt c $\left(\overline{bc} = \frac{h}{8}\right)$.

$\Sigma \sigma = 92{,}3^{kg}$, $\Sigma \tau = 33^{kg}$,

$$0{,}35 \,.\, 92{,}3 + 0{,}65 \sqrt{92{,}3^2 + 4 \,.\, 33^2} = 106{,}1^{kg}.$$

Punkt C.

$\Sigma \sigma = 4{,}53 + 40{,}23 + 63{,}27 = 108{,}03^{kg}$, $\Sigma \tau = 0$,

also die resultirende Anstrengung $= \Sigma \sigma = 108{,}03^{kg}$.

Durch Auftragen von

$$\overline{AA_4} = 118{,}2^{kg},\ \overline{aa_1} = 121{,}2^{kg},\ \overline{bb_1} = 115{,}7^{kg},\ \overline{cc_1} = 106{,}1^{kg}$$

wird die Linie $A_4 a_1 b_1 c_1 C_3$, d. i. die Kurve der resultirenden Anstrengungen gefunden. Der Verlauf derselben lässt erkennen, dass die grösste Inanspruchnahme in einem zwischen A und a gelegenen Punkt auftritt[1]) und rund 122^{kg} auf je 1000^{kg} Zapfendruck beträgt. Da dessen Grösse für die vorliegende Kurbel in der gezeichneten Stellung 4500^{kg} ist, so findet sich die grösste Materialanstrengung im Querschnitt 11 zu

$$122 \,.\, 4{,}5 = 549^{kg}.$$

Querschnitt 22.

In ganz gleicher Weise, wie für den Querschnitt 11 ausführlich ermittelt worden ist, findet sich hier unter Bezugnahme auf Fig. 225 und 227, Taf. 30,

$$\sigma_0 = \frac{440}{5{,}4 \,.\, 15} = 5{,}4^{kg} = \overline{C_2 C_3},$$

$$\sigma_1 = \frac{440 \,.\, 8}{\frac{1}{6} 15 \,.\, 5{,}4^2} = 48{,}3^{kg} = \overline{C_1 C_2},$$

$$\sigma_2 = \frac{900 \,.\, 8}{\frac{1}{6} 5{,}4 \,.\, 15^2} = 35{,}6^{kg} = \overline{C C_1},$$

[1]) Die in „Elasticität und Festigkeit", § 34, Ziff. 3 besprochene Hinderung der Querschnittswölbung ist hierbei allerdings nicht berücksichtigt. Es erscheint dies aber auch zulässig, da deren Einfluss hier infolge des Anschlusses des Kurbelarms an die cylindrischen Naben von geringerer Bedeutung ist.

$$\max(\tau_s) = 1,5 \frac{900}{5,4 \, . \, 15} = 16,67^{kg} = \overline{A A_1},$$

$$\max(\tau_d) = \frac{9}{2} \frac{900 \, . \, 8}{5,4^2 \, . \, 15} = 74,07^{kg} = \overline{A A_2}.$$

Die resultirenden Anstrengungen betragen:

Punkt A, da $\Sigma \sigma = 5,4 + 48,3 = 53,7$ und $\Sigma \tau = 16,67 + 74,07 = 90,7^{kg}$,

$$0,35 \, . \, 53,7 + 0,65 \sqrt{53,7^2 + 4 \, . \, 90,7^2} = 141,8^{kg};$$

Punkt im Abstande $\frac{h}{16}$ von A,

$$0,35 \, . \, 58,3 + 0,65 \sqrt{58,3^2 + 4 \, . \, 90^2} = 143,3^{kg};$$

Punkt a $\left(\overline{A a} = \frac{h}{8}\right)$,

$$0,35 \, . \, 62,8 + 0,65 \sqrt{62,8^2 + 4 \, . \, 85,1^2} = 139,9^{kg};$$

Punkt b $\left(\overline{a b} = \frac{h}{8}\right)$,

$$0,35 \, . \, 71,8 + 0,65 \sqrt{71,8^2 + 4 \, . \, 68,1^2} = 125,2^{kg};$$

Punkt c $\left(\overline{b c} = \frac{h}{8}\right)$,

$$0,35 \, . \, 80,8 + 0,65 \sqrt{80,8^2 + 4 \, . \, 39,7^2} = 101,9^{kg};$$

Punkt C,

$$5,4 + 48,3 + 35,6 = 89,3^{kg}.$$

Damit ist die Kurve der resultirenden Anstrengungen in Fig. 227 festgestellt. Der Verlauf derselben zeigt die grösste Anstrengung fast genau im Abstande $\frac{h}{16}$ von der Mitte A. Dieselbe beträgt $143,3^{kg}$ auf je 1000^{kg} Zapfendruck; also für $P = 4500^{kg}$

$$143,3 \, . \, 4,5 = 645^{kg}$$

gegenüber 549^{kg} im Querschnitte 11. Es erfährt demnach das Material im Querschnitte 22 eine erheblich grössere Inanspruchnahme als im Querschnitte 11.

Ueberblicken wir die in den Fig. 226 und 227 gegebenen Darstellungen, so erhellt, dass die ermittelte grösste Anstrengung in beiden Fällen nur wenig abweicht von derjenigen, die sich für die Mitte A der langen Rechteckseite ergab; infolgedessen würde es genügt haben, diese allein zu bestimmen. Wenn jedoch für den der Nabe an der Welle zunächst gelegenen Querschnitt 11 der Hebelsarm z verhältnissmässig gross ist, kann die Anstrengung im Punkte C die bedeutendere werden. Es empfiehlt sich daher, ausser der Beanspruchung in A auch noch die in C festzustellen.

Unter der Voraussetzung, dass die Kurbel aus Flussstahl hergestellt wird, welcher

bei der Belastungsweise	a	b	c	(S. 34 und 35)
die Anstrengung k_z (k_b)	1200	800	400^{kg}	

gestattet, so würde, da es sich im vorliegenden Falle um eine zwischen b und c gelegene Beanspruchungsweise handelt, eine zulässige Anstrengung von etwa 600^{kg} in Rechnung zu nehmen sein. Gegenüber dieser Zahl erscheint die grösste An-

strengung im Querschnitt 22 von 645 kg wohl noch als zulässig. Die Abmessungen des Kurbelarmes würden also für $P = 4500$ kg gerade noch ausreichen.

Dabei ist allerdings stillschweigend vorausgesetzt, dass die in Fig. 290 gezeichnete Kurbelstellung diejenige ist, in welcher der Kurbelarm die grösste Anstrengung erfährt. Lässt sich das nicht mit einiger Sicherheit annehmen, so bleibt eben nichts Anderes übrig, als die Anstrengungen für verschiedene Kurbelstellungen zu ermitteln, was namentlich dann nothwendig werden kann, wenn der Zapfendruck P besonders stark veränderlich ist. Für Kurbeln, welche einen im Verhältniss zur Höhe des Querschnitts schwachen Kurbelarm besitzen, wird insbesondere auch noch der Todtlage Beachtung zu schenken sein, da hier der volle Zapfendruck sich auf Biegung äussern kann. Für unser Beispiel würde, wenn dieser volle Druck 5000 kg beträgt, die Anstrengung sein

$$\frac{5000\left(5{,}3 + \frac{5{,}4}{2}\right)}{\frac{1}{6} \cdot 15 \cdot 5{,}4^2} + \frac{5000}{15 \cdot 5{,}4} = 549 + 62 = 611 \text{ kg}.$$

Es empfiehlt sich nun, beim Entwerfen derart vorzugehen, dass zunächst die Abmessungen der beiden Kurbelnaben festgelegt werden, dann die Kurbel nach freiem Ermessen aufgezeichnet und hierauf in der eben durchgeführten Weise die Zulässigkeit der gewählten Abmessungen geprüft wird.

Im Falle grosser Kurbellängen kann die Forderung für die Querschnittsabmessungen massgebend werden, dass die Formänderung (Federung) der Kurbel nicht eine unzulässige Grösse erlange.

Eine besondere Gruppe von Kurbeln bilden die von Menschenhand bewegten. In den Fig. 233 und 234, Taf. 31, sind zwei derartige Kurbeln dargestellt. An Stelle des Zapfens tritt hier der Griff, welcher mit einer drehbaren Hülse versehen werden muss, sofern bei Bewegung der Kurbel der Griff nicht in der Hand, diese reibend, sich drehen soll. Diese Hülse ist in Fig. 233 ein an den Stirnseiten mit schwachen Eisenringen von etwa 20 mm Höhe (aus Bandeisen oder Blech zusammengelöthet) versehenes Holzheft, in Fig. 234 ein Gasrohr. Das Holzheft ist im Allgemeinen vorzuziehen, besonders da, wo die Temperatur im Winter so weit herabsinken kann, dass die Einwirkung des die Wärme gut leitenden Gasrohres auf die Hand des Arbeiters eine unangenehme wird.

Der Durchmesser d soll etwa 40 bis 50 mm betragen, die Armlänge $r = 350$ bis 400 mm, die Grifflänge l

für 1 Arbeiter etwa 300 mm, für 2 Arbeiter etwa 500 mm.

Die Stärke d_1 des Stiftes berechnet sich, sofern die auf den Griff ausgeübte Kraft P beträgt und im Abstande x vom Bruchquerschnitt des Stiftes angreift, aus der Gleichung

$$P\,x = k_b \cdot 0{,}1\, d_1^3,$$

woraus, da unter Voraussetzung vorzüglichen Materials $k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600$ gesetzt werden kann, folgt:

für 1 Arbeiter mit $P_{max} = 20$ kg und $x = 15$ cm

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 15}{60}} = \backsim 1{,}7 \text{ cm},$$

für 2 Arbeiter mit $P_{max} = 40^{kg}$ und $x = 25^{cm}$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1000}{60}} = \backsim 2,6^{cm},$$

sofern Sicherheit vorhanden, dass P_{max} die angegebenen Werthe nicht oder nur unei heblich überschreitet.

Der rechteckige Querschnitt bestimmt sich in derselben Weise, wie im Vor stehenden bereits erörtert worden ist.

Der Durchmesser d_2 der Handkurbelwelle ist bedingt durch die Momente

für 1 Arbeiter:	für 2 Arbeiter:
$M_b = 20\ (15 + 10) = 500,$	$M_b = 40\ (25 + 12,5) = 1500.$
$M_d = 20\ .\ 40 = 800,$	$M_d = 40\ .\ 40 = 1600.$

Mit

$$k_b = \frac{600 + 300}{2} = 450 \quad \text{(gewöhnliches Schweisseisen)}$$

$$k_d = \frac{240 + 120}{2} = 180$$

$$\alpha_o = \frac{450}{\frac{5}{4}\ .\ 180} = 2$$

ergiebt sich

für 1 Arbeiter:

$$45\ d_2{}^3 = 0,35\ .\ 500 + 0,65\ \sqrt{500^2 + (2\ .\ 800)^2},$$
$$d_2 = 3^{cm},$$

für 2 Arbeiter:

$$45\ d_2{}^3 = 0,35\ .\ 1500 + 0,65\ \sqrt{1500^2 + (2\ .\ 1600)^2}$$
$$d_2 = 4^{cm}.$$

Bei Wellen, welche durch ihr Verschieben das Ausrücken ermöglichen, kai der Hebelarm, der das biegende Moment bestimmt, noch erheblich grösser ausfall

Die Länge der Nabe wird mit 1,5 d_2 genügend.

Die Höhenlage der Welle über dem Boden, auf dem der drehende Arbei steht, soll 1000 bis 1050 ^{mm} betragen. Dauernd übt der Arbeiter einen Druck v etwa $P = 10$ bis 15 ^{kg} auf den Griff aus.

In neuerer Zeit pflegt man zum Zwecke der Beseitigung der Gefahr du Kurbelschläge die Verbindung zwischen der Welle und der Kurbel häufig derart h zustellen, dass eine Auskupplung eintritt, sobald die Kraftübertragung auf die Kur und durch dieselbe auf die Welle vom Arbeiter aus aufhört und eine Mitnah der Kurbel von der Welle aus stattfindet. Kurbeln mit solchen Einrichtungen wer als Sicherheitskurbeln bezeichnet. Sie leisten nicht bloss gute Dienste bei He zeugen, sondern auch bei Schleudermaschinen (Centrifugen) u. s. w. Dort wird d die niedergehende Last verhindert, die Kurbel in Umdrehung zu versetzen, hier Trägheitsvermögen der Masse, welche nach dem Loslassen der Kurbel (durch Arbeiter) noch weiter umläuft. Hinsichtlich solcher Einrichtungen sei auf A. Ern Die Hebezeuge 1883, S. 175 u. f. verwiesen. Dass eine infolge raschen Sinkens Last umlaufende Kurbel auch durch die Centrifugalkraft gefährdet werden kann, am angegebenen Ort, S. 86 u. f. nachgewiesen.

II. Excenter.

;er Excenter verstehen wir einen auf den Durchmesser der Welle excentrisch rten Kurbelzapfen, dessen äusserer Halbmesser gleich ist der Summe aus)messer der Kurbel, d. i. der Excentricität, dem Halbmesser der Welle und cleinsten Wandstärke. Auf die Welle aufgesetzt, bildet der Excenter eine deren Arm, da Wellennabe und Zapfen zusammengefallen sind, nicht zur ıg gelangen konnte. Der Vortheil dieser Kurbel von der Länge oder Ext ρ besteht darin, dass ein solcher Kurbelzapfen an einer beliebigen Stelle e befestigt werden kann, ohne dass mehr gemacht zu werden braucht, als :nter aufzukeilen. Dagegen ist ihr der Nachtheil eigenthümlich, dass die 'elche durch Reibung verbraucht wird, infolge des bedeutenden Zapfenhalb- ;ross ausfallen muss.

Berechnung der Excenter stützt sich auf das im Kapitel Zapfen Gesagte. Durchmesser d ist nach Fig. 235, Taf. 31, bestimmt durch

$$d = 2\left(\rho + \frac{D_2}{2} + s\right) = 2\,\rho + D_2 + 2\,s.$$

eiserne Excenter kann gesetzt werden nach Gl. 246, S. 208, in welcher ; die Ergänzungsgrösse der besonderen Sorgfalt wegen, mit der ein Excenter ; wird, von 10 auf 5^{mm} vermindert werden darf,

$$s = \frac{1}{5}\left(D_a + \frac{D_2}{2}\right) + 5 \text{ bis } \frac{1}{4}\left(D_a + \frac{D_2}{2}\right) + 5^{mm}, \quad . \quad . \quad . \quad 486$$

den thatsächlichen Durchmesser der Welle und D_a den Durchmesser der- Velle aus Fluss- oder Schweisseisen bedeutet, welche dem drehenden Moment, }ewegung des Excenters erfordert, entspricht.

:enter aus Flusseisen oder Stahl können ein um $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ kleineres s er-

Grösse l, Fig. 235 bis 238, d. i. die Länge des Zapfens, an dessen Stelle nter getreten, ist nach Gl. 370 oder 372, S. 313 zu berechnen. Bei Wahl d A_z, bezw. w ist zu beachten, dass infolge des Aufkeilens des Excenters lelismus zwischen der Achse der Welle und derjenigen des Excenters mehr der verloren geht, und dass infolgedessen auf eine gleichmässige Auflage echnet werden kann. Dazu kommt, dass es sich hier um verhältnissmässig berflächengeschwindigkeiten zu handeln pflegt. Unter diesen das Warm- günstigenden Umständen darf mit μ nicht bis auf $1/20$ herab (jedenfalls nicht s Einlaufen vollendet ist), mit A_z bezw. w nicht bis zu den Werthen hinauf werden, welche S. 314 u. f. bei den Zapfen für zulässig erklärt worden sind. en bei mittleren Verhältnissen, wozu insbesondere gehört, dass die Kraft P ittelebene des Excenters fällt, in Beziehung 372

)000, für Flusseisen oder Stahl (Bügelmaterial) auf Gusseisen (Excenter- material),

)000, für Weissguss (Futter der Excenterbügel) auf Gusseisen,

entsprechend zulässigen Werthen des Produktes $k\,v$ aus der Flächenpressung $k =$

und der Oberflächengeschwindigkeit $v = \frac{\pi\, d\, n}{60}$

$$k\,v \leqq \frac{\pi\, w}{6000} = 5{,}2, \text{ bezw. } 10{,}5 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; .$$

Sind Excenter starkem Luftzug ausgesetzt, wie z. B. bei den Lokomotiven, kann man mit w, bezw. mit dem zulässigen Produkt noch höher gehen.

Für die Grösse x, Fig. 237, Taf. 31, darf in Uebereinstimmung mit der S. 316 gemachten Angabe gewählt werden

$$x = \frac{D_d}{16} + 5^{\text{mm}} \text{ bis } \frac{D_d}{10} + 5^{\text{mm}}.$$

Wirkt P nicht in der Mittelebene des Excenters (eine Anordnung, die sich in ganz besonderen Fällen rechtfertigen lässt), so müssen die Abmessungen der Rän entsprechend grösser gehalten werden.

Beispiel. Die zur Bewegung des Schiebers einer Dampfmaschine erforderli Kraft betrage 1000^{kg}, die Umgangszahl sei 150 in der Minute, die Excentricität 50 die Bohrung des Excenters 220^{mm}. Dann ist bei Weissgussfutter in den Excent bügeln (Fig. 238, Taf. 31)

$$l \geqq \frac{1000 \,.\, 150}{20\,000} = 7{,}5^{\text{cm}},$$

wofür wir behufs Erlangung runder Masse 80^{mm} wählen.

Nach der zulässigen Drehungsanstrengung $k_d = 400$ (Flusseisen, Belastun weise b, S. 35) folgt

$$\frac{1}{5} \,.\, 400\, D_d^3 = 5 \,.\, 1000,$$

$$D_d = \backsim 4^{\text{cm}},$$

somit nach Gl. 486, wenn die kleinere Grösse für ausreichend erachtet wird,

$$s = 5 + \frac{1}{5}\left(40 + \frac{220}{2}\right) = 35^{\text{mm}},$$

$$d = 2\left(35 + \frac{220}{2} + 50\right) = 390^{\text{mm}}.$$

Zur Befestigung des Excenters dient ein gewöhnlicher Keil, bei kleinen u mittleren Kräften bereits ein Schlusskeil nach Fig. 122, S. 209.

Um den Durchmesser d möglichst klein zu erhalten, wird derselbe mit seitlic Naben versehen, Fig. 237, Taf. 31, wohl auch aus Flusseisen oder Stahl gefert

Wenn ein Excenter auf eine Welle aufzubringen ist, die an der betreffen Stelle einen geringeren Durchmesser besitzt, als an den Enden, oder bei welcher Aufbringen von den Enden aus unbequem werden würde, so theilt man ihn, Fig. 2 Taf. 31. Statt die Verbindungsbolzen mit Köpfen zu versehen, werden sie wohl a eingeschraubt, oder man verlängert die Nabe seitlich und verbindet deren Hälf wie die getheilten Naben von Rädern oder Scheiben.

Lange Naben sind mit Rücksicht auf gerades Aufkeilen räthlich. In demselben Sinne wirken Ansätze auf den Wellen, gegen die sich die Excenter beim Aufkeilen legen können.

C. Schubstangen.

Der Zweck dieses auch als Bläuel-[1]), Kurbel-, Lenker-, Treib-, Flügelstange bezeichneten Maschinenelementes besteht in der Verbindung von Zapfen, welche schwingenden, umlaufenden oder auch geradlinig sich bewegenden Maschinentheilen angehören können. Dementsprechend besteht eine Schubstange aus den die Zapfen lagerartig umschliessenden Köpfen und aus dem die Köpfe verbindenden Schaft. Zuweilen trägt der eine Kopf einen Zapfen, das zugehörige Lager gehört dann dem einen der durch die Stange zu verbindenden Körper an.

I. Die Köpfe der Schubstangen.

1. Allgemeines.

Die Köpfe der Schubstangen sind bewegliche Lager, bezw. Zapfen. Infolgedessen gelten die für Lager gegebenen Regeln, insofern die hier hinzutretende Bewegung nicht abändernd einwirkt. Für Schubstangenköpfe können sie — abgesehen von den selbstverständlichen Forderungen, welche aus den Rücksichten auf Elasticität und Festigkeit, auf Herstellung u. s. w. sich ergeben — wie folgt ausgesprochen werden.

a) Die Achsen der beiden Köpfe müssen genau parallel laufen.

b) Die Berührung zwischen Zapfen- und Lagerschalen muss über die ganze Länge der Letzteren, wie beabsichtigt, statt haben.

Infolge einseitiger Abnützung des Lagers der Hebel- oder Kurbelwelle pflegt die Achse des cylindrischen Hebel- oder Kurbelzapfens ihre senkrechte Lage zur Schwingungsebene der Schubstange mehr oder weniger zu verlieren. Eine derartige Abweichung vermindert die erwähnte Berührungsfläche um so mehr, je länger die Erstreckung der Achse des benützten Zapfens über die Schwingungsebene hinaus ist.

Fig. 293. Fig. 294.



Hieraus folgt die Regel, die Länge cylindrischer Zapfen gering zu halten. Aus diesem Grunde ist die Anordnung Fig. 293 falsch, diejenige Fig. 294 richtig.

Kugelförmige Zapfen verhalten sich in dieser Beziehung besser als cylindrische;

[1]) Oder Bleuelstange, weil sie als Kurbelstange eine schlagende Stange, also ein Bleuel oder Bläuel ist (durchbläuen).

doch veranlasst das S. 318 und 319 Dargelegte, den Zapfen cylindrisch auszuführen und — wenn nöthig — das Lager aussen kugelförmig zu gestalten.

c) Die eintretende Abnützung der Lagerschalen soll so ausgleichbar sein, dass die Entfernung von Lagerachse bis Lagerachse sich möglichst wenig ändert.

Diese Forderung wird angenähert erfüllt, wenn die Nachstellung des einen Kopflagers eine Verlängerung der fraglichen Entfernung, die Nachstellung des andern dagegen eine Verkürzung derselben im Gefolge hat. Das Erstere tritt ein durch Nachstellen der inneren, das Letztere durch Nachstellen der äusseren Schale.

d) Der Ersatz, bezw. die Wiederinstandsetzung der abgenützten Schalen soll möglichst sicher und schnell erfolgen können.

e) Die Schalen sollen aus einem Material bestehen, welches unter den gegebenen Verhältnissen die Zapfenoberfläche zu schonen im Stande ist und die durch Reibung erzeugte Wärme genügend ableitet.

f) Die Zufuhr des Schmiermaterials muss eine genügende, d. h. eine alle gleitenden Flächenelemente treffende und gesicherte sein, ohne dass Verschwendung stattfindet.

g) Die Köpfe sollen in der Regel möglichst leicht gehalten, scharfe Ecken und vorspringende Theile sollen an ihnen vermieden werden.

Je nachdem der lagerartige Kopf aus dem Ganzen oder aus Theilen besteht, wird von geschlossenem oder von offenem Kopfe gesprochen.

2. Beispiele von Schubstangenköpfen und deren Berechnung.

Die Figuren 239, Taf. 32, zeigen die Schubstange einer Dampfmaschine. Der rechte, den Kurbelzapfen umschliessende Kopf ist ein offener. Die Befestigung des die Lagerschalen umschliessenden Bügels geschieht durch einen Keil und zwei mit Nasen versehene Körper (Haken). Die Nachstellung der einen (äusseren) Schale erfolgt durch Anziehen des Keiles, welcher durch eine Stellschraube in seiner Lage gesichert wird. Damit die hiermit verknüpfte Beschädigung der Keiloberfläche nicht nachtheilig wird, drückt die Schraube gegen die Grundfläche einer Nuthe. Das Anziehen des Keiles hat eine Verkürzung der Stange zur Folge. Der linke Kopf trägt den Zapfen des Kreuzkopfes, welcher das zugehörige Lager enthält. Die Verbindung dieses Zapfens muss des Richtungswechsels der Kräfte wegen immer als Spannungsverbindung ausgeführt werden.

Bei der Berechnung der Köpfe kann nach Massgabe des folgenden Beispiels vorgegangen werden.

Wir wählen

$$P = 7800^{\text{kg}}, \qquad n = 40,$$

Stangenlänge, d. i. Abstand der Achse des Lagers für den Kurbelzapfen von der Achse des Kreuzkopfzapfens, 2500^{mm}.

Auf Grund dieser Angaben findet sich nach S. 317 für den Kurbelzapfen

$$d = 100^{\text{mm}},$$
$$l = 130^{\text{mm}}.$$

Für den Kreuzkopfzapfen mit dem üblichen Werthe $l_1 = 1,5\, d_1$ und 80^{kg} als zulässiger Flächenpressung folgt

$$7800 = 80 \,.\, l_1 \, d_1 = 80 \,.\, 1{,}5 \, d_1^{\,2},$$

$$d_1 = \sqrt{65} = \backsim 8^{\mathrm{cm}},$$

$$l_1 = 8 \,.\, 1{,}5 = 12^{\mathrm{cm}}.$$

Die Schalenstärken betragen nach den Gl. 406 und 407[1])

$$s_1 = \frac{100}{16} + 5 = 11^{\mathrm{mm}},$$

$$s_2 = \frac{100}{25} + 3 = 7^{\mathrm{mm}},$$

glich die Nachstellbarkeit bis zum Eintritt nahezu gleicher Werthe von s_1 und s_2

$$2\,(11 - 7) = 8^{\mathrm{mm}}.$$

Die Keilstärke schwankt zwischen $\frac{b}{3}$ und $\frac{b}{5}$. Wir nehmen

$$s_3 = \frac{b}{4} = \frac{130 - 2 \,.\, 7}{4} = \frac{116}{4} = 29 = \backsim 30^{\mathrm{mm}}.$$

Mit Rücksicht darauf, dass die Nasenkörper nicht in allen Punkten am schmied-
sernen Bügel (Kappe) genau anliegen, sowie in Erwägung, dass der Keil bereits
n vornherein mit einer gewissen Spannung angezogen werden muss, soll die zu-
ssige Pressung in der Berührungsfläche zwischen Bügel und Nasenkörper (oder auch
eil) nicht höher als 400 bis 500[kg] angenommen werden. Also mit dem Mittelwerth 450

$$3 \,.\, s_4 \,.\, 450 = \frac{7800}{2},$$

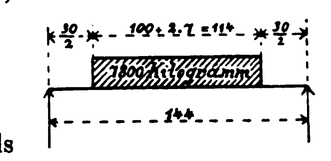
$$s_4 = 2{,}9^{\mathrm{cm}} = \backsim 30^{\mathrm{mm}}.$$

Die Bügelstärke s_5 lässt sich ermitteln aus (Fig. 295)

$$\frac{7800}{2}\left(7{,}2 - \frac{11{,}4}{4}\right) = \frac{600}{6}\, 11{,}6\, s_5^{\,2},$$

$$s_5 = 3{,}8^{\mathrm{cm}}.$$

Fig. 295.



Die mittlere Höhe s_6 der drei Keile folgt, Stahl als
aterial für Keil und Haken vorausgesetzt, aus

$$\frac{1}{3} \,.\, \frac{7800}{2}\,(7{,}2 - 2{,}85) = \frac{1000}{6}\, 3 \,.\, s_6^{\,2},$$

$$s_6 = 3{,}4^{\mathrm{cm}}.$$

Die Abmessung s_7 kann zu $0{,}5\, h_1$ angenommen werden, sofern die Uebertragung
s Momentes $\frac{7800}{2}$ (7,2 — 2,85) durch einen Keil von der Höhe h_1 stattfinden würde.

[1]) Diese Angaben setzen Auflagerung der Schalen über die ganze Breite voraus; trifft diese
raussetzung nicht zu, was namentlich in hervorragendem Grade dann der Fall sein wird, wenn
e Schalen weit vorspringende Kragen besitzen, wie z. B. in Fig. 242, oder Fig. 245, Taf. 32, so
ass die Stärke so gross gewählt werden, dass unter Berücksichtigung gewisser Abnützung die
ntretende Formänderung der Schalen einen erheblichen Einfluss auf die Gleichmässigkeit der
rtheilung des Druckes über die ganze Länge des Zapfens nicht zu üben vermag.

Es würde sein

$$\frac{7800}{2} \cdot (7,2 - 2,85) = \frac{1000}{6} 3 h_1^2,$$

$$h_1 = 5,9^{cm},$$

$$s_7 = \frac{h_1}{2} = \sim 30^{mm},$$

s_8 soll etwas grösser als die Nachstellbarkeit sein, also, da diese 8^{mm} beträgt,

$$s_8 = 10^{mm},$$

s_9 wird genügend mit

$$s_9 = \frac{3}{4} s_4.$$

Die Tangente des halben Winkels an der Spitze des Keiles beträgt etwa $\frac{1}{20}$, sodass die Nachstellbarkeit von 8^{mm} eine Verschiebung des Keiles um 80^{mm} fordert, um welche Strecke derselbe im neuen Zustande auf der einen Seite vorstehen muss.

Bei der Formgebung des linken Kopfes ist es vortheilhaft, in der Weise zu verfahren, dass man die Stärke und Breite annimmt und dann deren Richtigkeit prüft, sie erforderlichenfalles vermehrt oder vermindert. Dementsprechend werde gewählt

$$a_1 = 40, \qquad a = 46, \qquad a_2 = 100.$$

Dann ergiebt sich aus der Zeichnung oder auch durch Rechnung

$$a_1 - a_3 = \frac{l_1}{2} + a_1 - \sqrt{\left(\frac{l_1}{2} + a_1\right)^2 - \left(\frac{a_2}{2}\right)^2}$$

$$= 100 - \sqrt{100^2 - 50^2} = 13,3^{mm},$$

$$a_3 = 26,7^{mm}.$$

Die Beanspruchung im Querschnitt AB erfolgt durch die abwechselnd als Zug und Druck auftretende Kraft $\frac{P}{2} = 3900^{kg}$ und durch das Biegungsmoment $\frac{P}{2}\left(\frac{a}{2} - x\right)$, sofern x den Abstand des Schwerpunkts des Querschnitts von der bezeichneten Seite bedeutet. Zur Vereinfachung der Rechnung ersetzen wir, einen Annäherungsweg einschlagend, die Form des Querschnitts durch ein Rechteck von der Breite 100^{mm} und der Höhe $\frac{40 + 26,7}{2} = 33,4 = \sim 33^{mm}$. Dann findet sich die von der zuerst besprochenen Inanspruchnahme herrührende Normalspannung

$$\sigma_1 = \frac{3900}{10 \cdot 3,3} = 118^{kg}$$

und die von dem Biegungsmoment bewirkte

$$\sigma_2 = \frac{3900\left(\frac{4,6}{2} - \frac{3,3}{2}\right)}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 3,3^2} = \frac{3900 \cdot 0,65 \cdot 6}{10 \cdot 3,3^2} = 148^{kg};$$

also die Gesammtspannung

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 118 + 148 = 266^{kg},$$

während für Schweisseisen mit Rücksicht auf den Wechsel der Spannungsrichtung 300^{kg} zulässig ist.

Wir wählen jetzt

$$a_1 = 36, \qquad a = 42, \qquad a_2 = 100.$$

Es wird dann

$$a_3 = 22$$

und das ersetzende Rechteck erhält die Seiten 100 mm und

$$\frac{36 + 22}{2} = \backsim 2{,}9^{\text{cm}},$$

womit

$$\sigma_1 = \frac{3900}{10 \cdot 2{,}9} = 135^{\text{kg}},$$

$$\sigma_2 = \frac{3900\left(\frac{4{,}2}{2} - \frac{2{,}9}{2}\right)}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 2{,}9^2} = \frac{3900 \cdot 0{,}65 \cdot 6}{84{,}1} = 180^{\text{kg}}.$$

Also

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 135 + 180 = 315^{\text{kg}}.$$

Die zuletzt angenommenen Werthe

$$a_1 = 36^{\text{mm}} \qquad a = 42^{\text{mm}} \qquad a_2 = 100^{\text{mm}}$$

dürfen hiernach beibehalten werden.

Für den Querschnitt CD ergiebt sich eine Schubkraft P_s, eine Normalkraft $P_n = 2250^{\text{kg}}$ und ein biegendes Moment

$$\frac{P}{2} \cdot y = 3900 \cdot 3{,}6 = 14\,040.$$

Von der Beanspruchung, welche durch die Reibung an den Zapfen, durch das Eigengewicht und die eigene Masse der Stange bedingt wird, darf abgesehen werden. Unter Vernachlässigung von P_s findet sich die Gesammtbeanspruchung für den durch ein Rechteck mit den Seiten 100 mm und 54 mm ersetzten Querschnitt

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \frac{2250}{10 \cdot 5{,}4} + \frac{14040}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 5{,}4^2} = 42 + 289 = 331^{\text{kg}},$$

eine Spannung, die zwar noch als statthaft angesehen werden kann, über die jedoch mit Rücksicht darauf nicht hinausgegangen werden sollte, dass die Anstrengung infolge der — bei der Rechnung vernachlässigten — Krümmung der Mittellinie des Stabes, welchem der Querschnitt CD angehört, thatsächlich grösser ausfällt, als die angestellte Rechnung ergiebt (vergl. z. B. S. 420 u. f.).

Die geringste Wandstärke a_4 kann mit der Unterstellung, dass es sich hier um die Berechnung eines im Abstande $d_1 + a_4$ beiderseits eingespannten Stabes, der in der Mitte mit $\frac{P}{2}$ belastet ist, handelt, bestimmt werden aus der Gleichung

$$\frac{P}{2} \frac{d_1 + a_4}{8} = k_b \frac{1}{6} a\, a_4^2,$$

$$\frac{3900}{8}(8 + a_4) = 600 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4{,}2 \cdot a_4^2,$$

$$a_4^2 - 1{,}16\, a_4 = 9{,}28,$$

$$a_4 = 3{,}7^{\text{cm}}.$$

Damit sind die wesentlichen Abmessungen beider Köpfe festgestellt.

Sollen die beiden Lagerflächen des Kreuzkopfzapfens ein und derselben Kegelfläche angehören, so hat die Ausführung nach Fig. 240, Taf. 31, zu erfolgen.

Wenn der Zapfen sauber eingeschliffen wird, was zu fordern ist, so genügt zu seiner Befestigung die Mutter (Fig. 240).

Zur Prüfung der Biegungsanstrengung k_b des aus Tiegelgussstahl gefertigten Zapfens erhalten wir

$$3900\,(6 + 2{,}1 - 3) = k_b \frac{1}{10}\, 8^3,$$

$$k_b = 388 \,^{\text{kg}},$$

also noch unter der zulässigen Belastung 500.

Bei ganz cylindrischer Form ist der Zapfen nach Massgabe der Fig. 241, Taf. 31, mit eingelassenen Keilen, welche vortheilhaft breit und niedrig gehalten werden können, oder nach Massgabe der Fig. 242, Taf. 32 (Konstruktion G. Kuhn), zu befestigen. Wird der Zapfen nicht verspannt, so muss er infolge des Richtungswechsels der Kraft P locker werden.

Der den Kurbelzapfen umschliessende Kopf kann auch nach Fig. 243, Taf. 32, ausgeführt werden.

Sowohl der Kopf nach Fig. 239, Taf. 32, wie derjenige nach Fig. 243, Taf. 32, führen durch Nachstellung der Lagerschalen zu einer Verkürzung der Stangenachse. Infolgedessen soll die nachzuziehende Schale im Kreuzkopf wenigstens zur theilweisen Ausgleichung eine Verlängerung liefern.

Bei den Köpfen Fig. 239 und 243 ist für Schmierung des Zapfens keine Vorrichtung getroffen. Sie erfolgt hier in der durch Fig. 228, Taf. 30, ersichtlichen Weise. Ein Rohr von etwa 12 bis 15 ^{mm} Lichtweite ist so mit dem Kurbelzapfen befestigt, dass der Mittelpunkt der am andern Ende befindlichen Erweiterung in die Achse der Kurbelwelle fällt. Der Zapfen selbst ist in der angedeuteten Weise durchbohrt. Durch das während der Bewegung der Kurbel sich nur um seinen Mittelpunkt drehende Loch a wird das Oel eingegossen. Die Fliehkraft führt es an die Schalen.

Infolge der Beschleunigung, welche die Stange auch senkrecht zu ihrer Achse abwechselnd positiv und negativ erfährt, sowie infolge des Eigengewichts und der Zapfenreibung wirken ausser der Achsialkraft P noch Kräfte senkrecht zur Stangenachse, wie S. 466 u. f. erörtert worden ist. Sind diese Kräfte von Bedeutung, so hört die Verwendbarkeit der offenen Kopfkonstruktion mit Bügel oder Kappe (Fig. 239 und Fig. 243, Taf. 32) auf. Der Kopf ist als geschlossener oder als offener derart zu bauen, dass er die fraglichen Kräfte zu übertragen im Stande ist. Die Fig. 244, Taf. 31, zeigt einen geschlossenen Kopf. Damit die den Nachstellkeil bewegende Schraube sicher nicht auf Biegung beansprucht wird, dürfen die Gewinde nicht streng in einander passen, die Schraube muss sich also leicht im Gewinde des Keiles drehen lassen. Bei der verhältnissmässig bedeutenden Höhe der Keilmutter liegt hierin ein Nachtheil nicht.

Die Steigung des Keiles zu 1 : 5 angenommen, kann der Durchmesser δ der Schraube in englischen Zollen aus der Gleichung

$$\frac{P}{4} = 1500\, \delta^2$$

berechnet werden, also beispielsweise für $P = 7800$ kg

$$\frac{7800}{4} = 1500\,\delta^2,$$

$$\delta = \frac{9''}{8} \text{ engl.} = 28{,}7\,^{mm}.$$

Die Sicherung der Schraube erfolgt durch einen Splint, welcher Drehung derselben gegenüber dem Stangenkopfe hindert.

Die Schmierung geschieht in der ersichtlichen Weise; die Oelzufuhr im Gefäss nach Abwärtsdrücken des Knopfes.

Das Nachstellen der inneren Schale mittelst des Keiles hat eine Vergrösserung der Achsenentfernung zur Folge. Es empfiehlt sich deshalb die Verbindung des Kopfes Fig. 239 oder Fig. 243, Taf. 32, mit dem Kopfe Fig. 244, Taf. 31.

Die auf Taf. 35 dargestellte Schubstange, Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen, zeigt einerseits offnen, andererseits geschlossenen Kopf; am Kurbelzapfen ist die äussere, am Kreuzkopfzapfen die innere Schale nachstellbar. Das Nachziehen erfolgt am Ersteren durch Schrauben mit der Wirkung, dass sich die Stangenachse verkürzt.

Die Konstruktion, Fig. 242, Taf. 32, entspricht den Ausführungen der Maschinenfabrik von G. Kuhn für stehende Maschinen mit grosser Umdrehungszahl. Die broncenen Lagerschalen sind mit Weissmetall ausgegossen; die Schmierung erfolgt mittelst der Centrifugalkraft durch den Kurbelzapfen, der im vorliegenden Falle einer gekröpften Kurbelwelle angehört (vergl. z. B. Fig. 130, Taf. 13, woselbst für den rechts gelegenen Kurbelzapfen die Schmierkanäle angegeben sind).

Ein bei solchen, den Lagerkonstruktionen entlehnten Stangenköpfen nicht selten vorkommender Fehler besteht darin, dass die Querschnittsabmessungen b und h, Fig. 242. im Vergleich zum Bolzenabstand e und der Grösse der wirkenden Kräfte nicht ausreichend sind und dass für die Bolzen ein ungenügend zähes Material gewählt wird. Es können dann Brüche der Bolzen und die recht schlimmen Folgen eines solchen Bruches während des Betriebes sich einstellen (vergl. das bei den Kreuzkopflagern S. 515 u. f. über diesen Punkt Bemerkte).

Fig. 245, Taf. 32, giebt einen Kopf mit kugelförmiger Lagerschale wieder, einer grossen Wasserhaltungsmaschine entnommen (Konstruktion Kiesselbach).

Die Fig. 246, Taf. 33, zeigen die Konstruktion der Köpfe einer Schubstange für Sägegatter[1]). Die Lagerschalen werden einerseits durch schmiedeiserne Bügel (Strapsen), andererseits durch Keil und Haken gehalten. Die Befestigung der Strapsen mit der aus trockenem Fichtenholz gefertigten Stange erfolgt mittelst Schrauben derart, dass die durch Anziehen der Muttern wachgerufene Reibung zwischen Stange und Strapsen zur Uebertragung der Kraft genügt. Für den Reibungskoeffizienten, nicht bearbeitete Reibungsflächen des Eisens vorausgesetzt, werde mit Rücksicht auf den nahezu plötzlich in die Stange tretenden Zug und mit Rücksicht auf den Widerstand, welchen die Elasticität der Bügel dem Anpressen an die Stange entgegensetzt, nur 0,2 gewählt, sodass also beispielsweise für eine grösste Stangenkraft von 1600 kg die Anzahl $\mathfrak{z}$ der zu $\frac{3''}{4}$ engl. $= 19\,^{mm}$ angenommenen Schrauben durch-

[1]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1862, S. 415.

schnittlicher Güte (Gl. 160, S. 94, deren Koeffizient für die Belastungsweise *a*, S. 35, um welche es sich hier handelt, übergeht in 1,5 . 1600 = 2400, mit Rücksicht auf Gl. 167, S. 96) aus

$$1600 = 2400 \,.\, 0{,}6 \left(\frac{3}{4}\right)^2 \mathfrak{z} \,.\, 2 \,.\, 0{,}2$$

zu

$$\mathfrak{z} = \backsim 5$$

sich ergiebt.

Die Strapsen sollen nicht stärker als nöthig genommen werden, damit die Schrauben im Stande sind, sie fest an das Holz zu pressen. Aus demselben Grunde müssen die Letzteren mindestens $\frac{5''}{8}$ engl. Zoll betragen.

Um selbstthätige Lösung der Keile zu verhindern, werden diese gespalten geschmiedet und nach dem Einbringen je am schmalen Ende etwas geöffnet.

Die Fig. 247 und 248, Taf. 32, bezw. 33, zeigen die Köpfe der Schubstangen von Lokomotiven der württembergischen Staatseisenbahnen. Sie sind sämmtlich als geschlossene konstruirt. Die Schubstange Fig. 248 ist den Güterzugsmaschinen (rund 1800 ^{qcm} wirksame Kolbenfläche, grösster Ueberschuss der Hinterdampf- über die gleichzeitige Vorderdampfspannung etwa 6 ^{kg}) eigen. Die Schubstange Fig. 247 wird für die übrigen Maschinen (rund 1300 ^{qcm} wirksame Kolbenfläche, etwa 7 ^{kg} grösster Pressungsüberschuss im Cylinder) verwendet. Die links gezeichneten Köpfe umschliessen die Kurbel-, die rechts gezeichneten die Kreuzkopfzapfen. Das Schalenmaterial ist bei dem Kurbelzapfen der Fig. 247 Weissguss (80 Zinn, 12 Antimon. 9 Kupfer) [1]), mit dem die beiden schmiedeisernen oder broncenen Körper *a a* ausgegossen werden. Die übrigen Schalen bestehen im neuen Zustande aus Bronce. Sie stossen zusammen und müssen vor dem jeweiligen Nachstellen abgearbeitet werden. Sind sie so weit ausgelaufen, dass Ersatz nothwendig erscheint, so werden sie ausgestossen und mit Weissguss ausgegossen, wie das beim linksseitigen Kopf Fig. 247 bereits im neuen Zustand geschehen ist. Um das Oel dem Kreuzkopfbolzen da zuzuführen, wo es am nöthigsten ist, hat Gross zwei Schmierlöcher in der ersichtlichen Weise angeordnet.

Durch Nachstellen der Schale im linken Kopfe verkürzt sich die Stange, durch Nachstellen derjenigen im rechten Kopfe verlängert sie sich, sodass wenigstens eine theilweise Ausgleichung stattfindet.

Die Fig. 296, Taf. 41, stellt eine Schubstange zur Uebertragung kleiner Kräfte dar. Die Konstruktion der Köpfe erhellt zur Genüge aus den Zeichnungen.

Zu den Schubstangen zählen auch die Excenterstangen. Die Fig. 238, Taf. 31, Fig. 249 bis 252, Taf. 33, zeigen Köpfe von Excenterstangen.

In den Fig. 238, 249 und 250 bestehen die Bügel aus Gusseisen, in Fig. 251

[1]) Kiesselbach empfiehlt: 5,4 % Kupfer, 7,8 % Antimon, 86,8 % Zinn, welche Mischung zweckmässig auf nachfolgende Art hergestellt werden soll. Zuerst sind 9,5 Theile Kupfer zu schmelzen; in das flüssige Kupfer kommen 13 Theile Antimon, darauf 59 Theile reinstes Zinn. Diese Legirung wird gut gemischt, ausgegossen und später zerkleinert; von derselben werden 27 Theile geschmolzen, sodann 29,5 Theile reinstes Zinn zugesetzt, gut gemischt und in Barren gegossen (Kirchweger).

aus Schmiedeisen; häufig mit Roth- oder Weissguss ausgefüttert, wie z. B. im Falle der Fig. 238 (Weissmetall). Auch Bronce findet als Bügelmaterial Verwendung.

Bei der Berechnung der Bügelstärke s, Fig. 249 und 251, würde in der Regel — streng genommen — davon auszugehen sein, dass die Formänderung (Biegung) des Bügels nur eine ganz unbedeutende ist. Im Interesse der Einfachheit der Rechnung kann für mittlere Verhältnisse die Biegungsbeanspruchung zu Grunde gelegt, d. h. s aus der Gleichung

$$\frac{P}{2}\left(\frac{e}{2}-\frac{d}{4}\right)=\frac{1}{6}\,k_b\,b\,s^2$$

bestimmt werden, worin P die Stangenkraft bedeutet, und gesetzt werden darf

für Schmiedeisen	Gusseisen oder Bronce
$k_b = 300^{\mathrm{kg}}$,	150^{kg}.

Ist auf starke Abnützung zu rechnen, so empfiehlt sich beim Mangel eines Futters die Hinzufügung von etwa 5^{mm} oder mehr zu s. Damit s nicht stärker als erforderlich ausfällt, soll e möglichst klein gehalten werden.

Die Stärke d' der Bügelschrauben ist mit Rücksicht darauf zu bemessen, dass die Muttern schon vorher scharf angezogen werden müssen, noch ehe die Stangenkraft P wirkt. Diesem Umstand wird Rechnung getragen, wenn d' in englischen Zollen aus der Gleichung

$$\frac{P}{2} = 600\ d'^2 \text{ bis } 800\ d'^2$$

bestimmt wird.

Der andere Kopf der Excenterstange wird oft so konstruirt wie der Kopf einer gewöhnlichen Schubstange oder als Theil eines einfachen Gelenkes, etwa wie der in Fig. 251 dargestellte Fall zeigt.

II. Schaft der Schubstangen.

Der die Köpfe einer Schubstange verbindende Theil, der Schaft, wird in der Regel beansprucht auf Zug, Druck oder auf Knickung durch die Stangenkraft, auf Biegung durch das Eigengewicht, durch das Trägheitsvermögen der eigenen Masse und durch die aus der Zapfenreibung sich ergebenden Momente.

Es bezeichne

P den grössten Werth der Stangenkraft,

Θ das kleinste Trägheitsmoment des Stangenquerschnitts in der Mitte,

f die Grösse des Letzteren,

l die Länge der Stange, gemessen von Zapfen- bis Zapfenachse,

α den Dehnungskoeffizienten (S. 2),

$\mathfrak{S}$ den Sicherheitskoeffizienten,

ω die als gleichförmig betrachtete Winkelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens,

r den Kurbelradius,

$v = \omega\, r$ die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens,

$n = \frac{60\,v}{2\pi r} = \frac{30\,v}{\pi r} = \frac{30\,\omega}{\pi}$ die Umgangszahl der Kurbel in der Minute,

γ das spezifische Gewicht der Stange,

Θ' das gegenüber der Biegungsbeanspruchung in Betracht kommende Trägheitsmoment des betreffenden Stangenquerschnitts,

d den Durchmesser des Kurbelzapfens,

$\mu_1 = \frac{4}{\pi}\mu$ den Zapfenreibungskoeffizienten.

Bei Beanspruchung auf Knickung gilt Gl. 42, S. 15,

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 42$$

Die durch P in f dabei hervorgerufene Normalspannung beträgt

$$\sigma_1 = \frac{P}{f}.$$

Unter der Voraussetzung, die Schubstange sei ein prismatischer Körper vom Volumen $f\,l$ und dem Gewichte $f\,l\,\gamma$, findet sich das vom Eigengewicht herrührende biegende Moment für die Mitte der Stange zu

$$M_1 = f\,l\,\gamma \frac{l}{8} = \frac{f\,\gamma\,l^2}{8} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 488$$

Das von der Reibung $P\mu_1$ am Kurbelzapfen herrührende Moment

$$P\mu_1 \frac{d}{2}$$

ruft am Kreuzkopf eine Auflagerkraft $P\mu_1 \frac{d}{2\,l}$ wach und giebt für den um x von dem Letzteren abstehenden Stangenquerschnitt ein biegendes Moment

$$M_x = \frac{P\mu_1 d}{2\,l} x \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 489$$

Dasselbe wächst nach dem Kurbelzapfen hin. Für die Mitte wird es

$$M_2 = \frac{P\mu_1 d}{4}.$$

Von dem Einfluss der Reibung am Kreuzkopfzapfen werde abgesehen.

Die vom Trägheitsvermögen herrührende Inanspruchnahme ist nach Massgabe des unter „IV. Trägheitskräfte der Schubstange" (S. 465 u. f.) Gesagten zu beurtheilen. Wird das hier noch in Betracht kommende Moment mit M_3 bezeichnet, so folgt aus diesem und den Querschnittsabmessungen (dem Trägheitsmoment Θ') die von M_3 veranlasste grösste Normalspannung σ_3. Beispielsweise findet sich unter der Voraussetzung, dass die Schubstange ein Prisma ist, für den um $x = \frac{2}{3}l$ vom Kreuzkopf abstehenden Querschnitt, da für diesen nach Gl. 469 bei Berücksichtigung von Gl. 468

$$M_3 = \left(\frac{n}{300}\right)^2 r\,f\,\gamma \frac{l^2}{16},$$

$$\sigma_3 = \left(\frac{n}{1200}\right)^2 \gamma\,r \frac{f\,l^2}{\frac{\Theta'}{e}}.$$

Bei Benützung der Gl. 42 bietet die Wahl von $\mathfrak{S}$ besondere Schwierigkeit darch, dass die Einflüsse, welche Berücksichtigung erheischen, ziemlich zusammensetzte sind, namentlich auch insofern, als wir es hier mit einer fortgesetzt wechnden Belastung der Stange zu thun haben, während Gl. 42 ein Ergebniss der atischen Elasticitätslehre ist. Folgen Zug und Druck so rasch auf einander, dass n einer Ausbildung der Formänderung, wie sie Gl. 42 annimmt, nicht die Rede n kann, so wird eine geringere Sicherheit genügen, als wenn der genannte Vorng langsamer vor sich geht. Thatsächlich zeigen normal gebaute Betriebsdampfschinen mit geringer und mittlerer Kolbengeschwindigkeit, dass der Sicherheitseffizient $\mathfrak{S}$ der Gl. 42 25 bis 40 ist, während schnell gehende Lokomotiven mit hubstangen, die sich im Betriebe bewährt haben, für das aus dieser Gleichung rechnete $\mathfrak{S}$ nicht selten 3 und noch weniger liefern. In Ermanglung der Untergen, um $\mathfrak{S}$ als Funktion der Umgangszahl oder Geschwindigkeit darzustellen, beränken wir uns mit Rücksicht auf den grossen Werth, den die Einfachheit der chnung für den Konstrukteur hat, auf das Folgende[1]).

I. Schubstangen für geringe und für mittlere Geschwindigkeiten.

Wir setzen bei normalen Schubstangen von Dampfmaschinen mit mittleren lbengeschwindigkeiten von etwa $1{,}5^{m}$ bis 2^{m} für $\mathfrak{S}$ einen bestimmten Werth und rnachlässigen M_1, M_2 und M_3. Die Vernachlässigung von M_1 ist bei gewöhnher Grösse des Kurbelzapfendurchmessers zulässig. M_3 kann ausser Acht gelassen rden, weil $\mathfrak{S}$ mit wachsender Geschwindigkeit, also mit wachsendem M_3 abnehmen llte und zwar scheint, dass diese Abnahme von $\mathfrak{S}$ verhältnissmässig bedeutender n darf, als die Zunahme von M_3.

a. Stange mit Kreisquerschnitt vom Durchmesser d_m in der Mitte.

Mit

$$\alpha = \frac{1}{2000000},\ \mathfrak{S} = 25,\ \Theta = \frac{\pi}{64}\, d_m{}^4 = \backsim \frac{d_m{}^4}{20}$$

rd aus Gl. 42

$$P = \frac{\pi^2}{25}\,\frac{\frac{d_m{}^4}{20}}{l^2}\,.\,2000000 = \backsim 40000\,\frac{d_m{}^4}{l^2} \quad \ldots\ldots \quad 490$$

Demnach überträgt eine Stange von 1^{cm} Durchmesser, $1^{m} = 100^{cm}$ Länge

$$P_0 = 4^{kg}.$$

Behält man diese Zahl und ausserdem im Gedächtniss, dass P mit der vierten tenz von d_m zu- und mit dem Quadrate von l abnimmt, so lässt sich d_m im Kopfe nitteln.

Beispiel. $P = 8000^{kg}$, $l = 2500^{mm}$

$$8000 = 4\,\frac{d_m{}^4}{2{,}5^2} \quad \text{oder} \quad d_m{}^4 = \frac{8000\,.\,2{,}5^2}{4} = 12500$$

$$d_m = 10\,\sqrt[4]{1{,}25} = 10{,}6^{cm}.$$

---

[1]) Hinsichtlich der allgemeinen Bedeutung von $\mathfrak{S}$ sei auf § 25 der „Elasticität und Festigt" verwiesen.

Ist der Querschnitt kreisringförmig, die Stange also hohl, so kann seine Abmessung so bestimmt werden, dass die Zugfestigkeit des Materials ausgenützt und die Gl. 42 erfüllt wird.

Bei sehr langsam gehenden Maschinen empfiehlt es sich, mit $\mathfrak{S}$ noch höher, mit P_0 etwa bis auf 3 herabzugehen, entsprechend $\mathfrak{S} = 33$.

Schubstangen, bei denen der Wechsel der Richtung der Stangenkraft stossweise vor sich geht, wie es z. B. beim Betriebe von Pumpen der Fall sein kann, müssen mit einem entsprechend grossen $\mathfrak{S}$, etwa 40—60 und darüber berechnet werden.

Hinsichtlich der Längenbegrenzung des Schaftes sei bemerkt, dass sich derselbe an den Kurbelzapfenkopf mit einem Durchmesser von etwa 0,8 d_m, an den anderen Kopf mit einem solchen von etwa 0,7 bis 0,75 d_m anschliessen kann. Besitzt der Kurbelzapfen, wie z. B. bei gekröpften Wellen, einen grossen Durchmesser, so fällt naturgemäss auch der zugehörige Schubstangenkopf gross aus; infolgedessen man in derartigen Fällen häufig den Querschnitt nach dem Kurbelzapfenkopf hin wachsen lässt, ihn daselbst noch grösser wählt, als in der Mitte der Stange. Durch das Moment M_x (Gl. 489) findet diese Form auch einige Begründung. Nicht selten wird bei der bezeichneten Formgebung der runde Querschnitt nach dem Kurbelzapfen hin in einen abgeflachten übergeführt.

b. Stange mit rechteckigem Querschnitt von der Breite b und der Höhe $h = \frac{7}{4} b$ bis $2\,b$ in der Mitte.

Mit

$$\alpha = \frac{1}{2000000}, \quad \mathfrak{S} = 15, \quad \Theta = \frac{1}{12} b^3 h$$

folgt

$$P = \frac{\pi^2}{15} \frac{1}{12} b^3 h \frac{2000000}{l^2} = \backsim \frac{1000000}{9} \frac{b^3 h}{l^2}.$$

Für

$$h = 1{,}8\,b$$

$$P = 200000 \frac{b^4}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 491$$

Mit

$$\alpha = \frac{1}{100000} \text{ (Holz, Fig. 246, Taf. 33)}, \quad \mathfrak{S} = 15, \quad \Theta = \frac{1}{12} b^3 h, \quad h = 1{,}5\,b$$

ergiebt sich

$$P = \frac{25000}{3} \frac{b^4}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 492$$

Was die Schaftbegrenzung anlangt, so findet sich b meist unveränderlich, die Höhen an den Köpfen können genommen werden 1,2 h, bezw. 0,8 h.

2. Schubstangen für grössere Geschwindigkeiten.

Als Vertreter solcher Stangen sind die Lokomotivschubstangen anzusehen. Dieselben werden mit Rücksicht auf die störenden Bewegungen, welche die abwechselnde Beschleunigung und Verzögerung der bewegten Massen veranlasst, möglichst le

hergestellt. Der bereits erwähnte Umstand, dass sich die Formänderungen bei grösserer Geschwindigkeit nicht ausbilden können, unterstützt diese Bestrebungen um so mehr, je schneller der Gang ist. Es findet sich unter Voraussetzung rechteckigen Querschnitts von der Breite b und der Höhe h in der Mitte mit

$$\alpha = \frac{1}{2000000}, \; h = 2b, \; \mathfrak{S} = \frac{10}{3} \text{ bis } \frac{20}{3},$$

$$P = \frac{\pi^2}{\frac{10}{3}} \frac{1}{6} b^4 \frac{2000000}{l^2} \text{ bis } \frac{\pi^2}{\frac{20}{3}} \frac{1}{6} b^4 \frac{2000000}{l^2},$$

$$P = 1000000 \frac{b^4}{l^2} \text{ bis } 500000 \frac{b^4}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 493$$

Dabei ist festzuhalten, dass $\sigma_1 + \sigma_3$ (S. 502) die höchstens für zulässig erachtete Anstrengung k_b nicht überschreiten soll, d. h., da mit dem abgerundeten Werthe $\gamma = 0{,}008$ (spec. Gewicht der Stangenachse)

$$\sigma_3 = \left(\frac{n}{1200}\right)^2 . \, 0{,}008 r \frac{b h l^2}{\frac{1}{6} b h^2} = \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2 r}{h},$$

$$k_b \geqq \frac{P}{b h} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2 r}{h}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 494$$

in welcher Gleichung l, r und h in cm einzuführen sind. Für k_b ist im Falle vollständigen Wechsels der Spannungen nach S. 35 zu setzen:

bei gewöhnlichem Schweiss- oder Flusseisen	300 kg,
„ vorzüglichem „ „ „	400 „
„ gutem Flussstahl	500 „

Zur Erzielung möglichster Leichtigkeit erhalten die Stangen durch seitliches Aushobeln zuweilen einen I-förmigen Querschnitt.

Hier ist noch der **Kuppelstangen** zu gedenken, deren Zweck darin besteht, zwei Kurbeln von gleicher Länge zu verbinden. Das Moment M_3, S. 502, ist für den Schaft einer solchen Stange in der Mitte am grössten und zwar doppelt so gross als für die Schubstange, prismatische Form vorausgesetzt.

3. Excenterstangen.

Hier tritt M_3 (S. 502) zurück, dagegen wird der bedeutenden Grösse von d wegen M_x (S. 502) und bei langen Stangen auch M_1 (S. 502) von Einfluss, infolgedessen ein rechteckiger Querschnitt in der Regel angezeigt erscheint.

Bei bedeutender Länge der Stange wird sich dieselbe um eine Grösse durchbiegen können, welche multiplicirt mit der Achsialkraft P unter Umständen ein beachtenswerthes biegendes Moment zu liefern im Stande ist. Diese Durchbiegung hat ausserdem noch einen anderen Nachtheil im Gefolge. Mit dem Wechsel der Kraftrichtungen muss sich dieselbe ändern, wodurch Querbewegungen in die Stange kommen, welche unzulässig sind.

Zunächst muss der aus Gl. 42 mit $\mathfrak{S} = 40$ abgeleiteten Beziehung

$$P = \frac{\pi^2}{40} \frac{1}{12} \frac{b_3 h}{l^2} \frac{1}{\alpha} = \backsim \frac{1}{50} \frac{1}{\alpha} \frac{b^3 h}{l^2} \quad \ldots \ldots \quad 495$$

Genüge geleistet werden, worin b die Breite und h die Höhe des Querschnitts in der Stangenmitte bedeutet.

Dann ist nachzusehen, ob die von M_1, M_x und P herrührenden Normalspannungen in keinem Punkte eines Stangenquerschnitts mehr als die bei dem Wechsel der Kräfte zulässige Grösse erreichen, beispielsweise für gewöhnliches Schweiss- oder Flusseisen zusammen 300 kg nicht überschreiten. Weiter ist dann zu untersuchen, welchen Betrag die oben erwähnte Durchbiegung erreicht. Erforderlichenfalles hat eine Vergrösserung von h einzutreten.

Wegen des nach dem Excenter hin wachsenden Momentes M_x (Gl. 489) lässt man auch h nach dieser Richtung wachsen und zwar meist mehr als erforderlich ist.

Für kreisrunde Excenterstangen tritt an Stelle der Gl. 495

$$P \leqq \frac{\pi^2}{40} \frac{\pi}{64} \frac{1}{\alpha} \frac{d^4_m}{l^2} = \backsim \frac{1}{80} \frac{1}{\alpha} \frac{d^4_m}{l^2}.$$

Bei der Konstruktion der Excenterstangen und der an dieselben meist anschliessenden Schieberstangen ist Folgendes zu beachten.

Die Summe der Längen beider Stangen muss innerhalb gewisser, durch Herstellungs-, Aufstellungs- und Abnutzungsrücksichten bestimmter Grenzen stellbar sein (Fig. 250, Taf. 33).

Das Gelenk, durch welches die beiden Stangen verbunden werden, muss gegen das Entstehen todten Ganges möglichst geschützt sein. Ist solcher entstanden, so soll derselbe durch Nachstellen beseitigt und damit die erwähnte Längensumme unveränderlich erhalten werden können. Der ersten Forderung lässt sich am besten mittelst grosser Auflagefläche, harten Materials und in der Weise gerecht werden. dass man die Druckkräfte nicht durch die Gelenkbolzen, sondern durch die Gelenkköpfe, welche in ausgefrästen Lagern liegen, überträgt.

D. Geradführungstheile.

Bei der Umänderung einer geradlinigen Bewegung in eine drehende und umgekehrt werden Maschinenelemente nöthig, deren Zweck darin besteht, den geradlinig bewegten Theil, meist eine Stange, welche sich in der Regel durch Vermittlung eines Zwischengliedes an den ersten schwingenden oder drehenden Theil anschliesst, in seiner Richtung zu erhalten, also gerade zu führen.

Das erwähnte, mit der Stange fest verbundene Zwischenglied heisst Kreuzkopf oder Querhaupt und trägt entweder den Zapfen, um welchen sich der anschliessende schwingende Theil, d. i. die Schubstange, dreht, oder das Lager, in dem sich genannter Zapfen, sofern er der Schubstange angehört, zu drehen hat.

Die Geradführung kann erfolgen

I. durch Führung in Lagern oder Büchsen,

II. „ „ auf besonderen Gleitbahnen mittelst Kreuzkopf (Querhaupt),

III. durch Gelenkstangen.

I. Geradführung durch Büchsen und Lager.

Solche Führungen zeigen die Fig. 253 und Fig. 254, Taf. 33. *a a* ist die Kolben-, bezw. Schieberstange, welche gerade geführt werden soll, *b b* die Grund-, *c* die Führungsbüchse, *d* die Schubstange, deren rechtsgelegenes Ende durch eine Kurbel im Kreise bewegt wird. Wie ersichtlich, ist hierbei die gerade geführte Stange auf Biegung beansprucht. Sie fällt deshalb stärker aus, als wenn dies nicht der Fall wäre. Ausserdem erhält die Grundbüchse, unter Umständen auch die Stopfbüchse, einen seitlichen Druck, der einseitiges Verlaufen zur Folge hat. Daher sollen die Büchsen möglichst lang gehalten werden. Derartige Führungen sind nur da zulässig, wo der seitliche Druck, welcher sich auf die führende Büchse absetzt, gering ist.

Statt der nicht nachstellbaren Büchsen *c* können nachstellbare Lager angeordnet werden.

Hierher gehört auch die Führung der bei Dampfpumpen üblichen Kurbelschleifen, Fig. 255, Taf. 34.

Die Dampf- und Pumpenkolbenstange tragen je ein Querstück, welch' beide mit einander verbunden die Schleife oder Coulisse bilden. Fig. 255 giebt diese Verbindung in zweierlei Weise ausgeführt. Links mittelst einfacher Schraube und Mutter, wobei die genaue Entfernung der beiden Bahnen für den Gleitklotz durch das Zwischenstück *a* bestimmt wird. Rechts geht durch die Verbindung eine Stange, deren Zweck in der unmittelbaren Uebertragung der von dem Pumpencylinder auf den Dampfcylinder und umgekehrt wirkenden Kräfte besteht. Sollen diese Stangen gleichzeitig zur Geradführung dienen, so muss die mit *h* bezeichnete Abmessung gross gehalten werden, anderenfalls erfolgt leicht ein gegenseitiges Auffressen zwischen Stange und Führung.

Für gewöhnlich empfiehlt sich die Benützung der Stangen zur Führung nicht, in diesem Fall muss natürlich genügender Spielraum zwischen Stangenoberfläche und dem Hohlcylinder *b* vorhanden sein. Der seitliche Führungsdruck setzt sich dann auf die Grund-, zutreffendenfalls auf die Stopfbüchsen ab. Nachstellbar sind die beiden Gleitbahnen durch Herausnehmen der zwischen ihnen und *a*, bezw. *b*, eingelegten dünnen Metallscheiben. In welcher Weise der Gleitklotz nachstellbar gemacht werden kann, zeigt Fig. 256, Konstruktion der Firma Krauss & Comp. in München. Der Schmierung sowohl des Zapfens wie der Bahnen ist ganz besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden.

Bei Bestimmung der Abmessungen des Querstückes ist in der Regel nicht von der zulässigen Biegungsanstrengung, sondern von der zulässigen Durchbiegung auszugehen, um der Gefahr des Festklemmens des Gleitklotzes, bezw. des Entstehens von zu grossem Spielraum zu begegnen. Merkbarer, über die Stärke der beiderseitigen Oelschichten hinausgehender Spielraum zwischen den Gleitbahnen und den Gleitbacken müsste Stösse im Gefolge haben (vergl. übrigens das S. 474 u. f. über die Ruhe des Ganges Gesagte).

Bedeutet

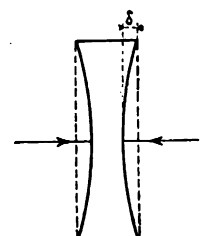
P die Kraft, welche von einer Kolbenstange auf die andere zu übertragen ist,

$\Theta = \frac{1}{12} b s^3$ das Trägheitsmoment des Querschnitts $m\,o$, Fig. 255,

$2l$ die Entfernung der Verbindungen der beiden Querstücke,



Fig. 296.



δ die mit P verknüpfte Durchbiegung, Fig. 296, eines der beiden als gleich angenommenen Querstücke, gemessen in der Stangenachse,

α den Dehnungskoeffizienten des Materials, aus dem die Querstücke bestehen,

so folgt unter der Voraussetzung, dass die Begrenzungslinien $m\,n$ der Traverse einem Körper gleicher Festigkeit entsprechen, aus Gl. 38, S. 14,

$$\delta = \frac{1}{3}\,\frac{P\,l^3}{\Theta}\,\alpha = 4\,\alpha\,\frac{P\,l^3}{b\,s^3} = \frac{4}{3}\,\alpha\,k_b\,\frac{l^2}{s}\quad . \; . \; . \; . \; . \quad 496$$

Erachtet man $0{,}16^{\text{mm}}$ als höchsten zulässigen Werth von $2\,\delta$, so ergiebt sich

$$b\,s^3 = 4\,\alpha\,\frac{P\,l^3}{\delta} = 500\,a\,P\,l^3, \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 497$$

woraus dann unter Annahme eines Verhältnisses $\frac{b}{s}$ die Grössen s und b bestimmt werden können. Den so erhaltenen Abmessungen entspricht eine aus

$$\frac{P\,l}{2} = k_b\,\frac{1}{6}\,b\,s^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 498$$

zu ermittelnde Biegungsanstrengung k_b. Ueberschreitet dieselbe das mit Rücksicht auf den Wechsel der Kraftrichtungen zulässige Mass, so sind b und s nach Gl. 498 zu berechnen.

Aus Gl. 496 findet sich mit $2\,\delta = 0{,}16^{\text{mm}}$ die Beziehung

$$k_b = \frac{3}{4}\,\frac{1}{\alpha}\,\frac{s\,\delta}{l^2} = \frac{3}{500\,\alpha}\,\frac{s}{l^2}, \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 499$$

welche erkennen lässt, dass die Rechnung mit zulässiger Formänderung als Ausgangspunkt nicht ersetzt werden kann durch eine Rechnung mit zulässiger Beanspruchung des Materials. Gleichzeitig erhellt, dass Stahl gegenüber Schmiedeisen weniger seiner grösseren Festigkeit (es kommt hier auf den Dehnungskoeffizienten an), als wegen seiner dichteren Oberfläche für die Gleitbahnen der Querstücke als Rohmaterial vorzuziehen ist.

Beim Richtungswechsel wird die Kraft P ziemlich plötzlich wirken und infolgedessen ein grösseres δ veranlassen können, als die Gl. 496, deren Entwicklung statische Wirkung von P voraussetzte, ergiebt. Zu einem Theile ist diesem Umstande schon dadurch Rechnung getragen, dass ein parabolisch begrenzter Körper zu Grunde gelegt wurde[1]); der wirkliche bietet eine geringere Durchbiegung. In der Regel wird die Gl. 497 mit $2\,\delta = 0{,}16^{\text{mm}}$ genügen. Bei stark stossender Wirkung der Kolbenkräfte und der Umgangszahlen, welche eine vollständige Ausbildung der Formänderungen erwarten lassen, kann es räthlich sein, mit der in Gl. 496 einzuführenden Grösse $2\,\delta$ noch unter $0{,}16^{\text{mm}}$ zu bleiben.

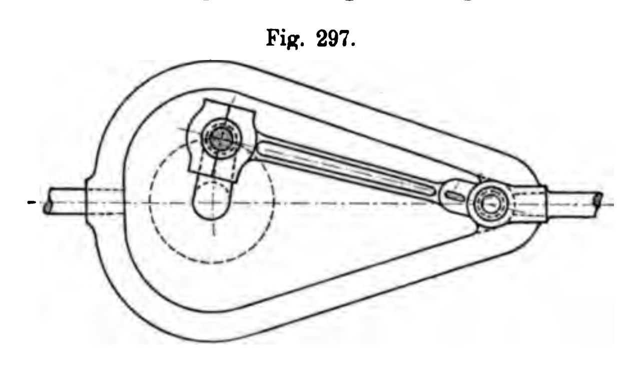
Fig. 257, Taf. 34 giebt die Klein'sche Kurbelschleife, in Stahlguss ausgeführt, wieder, bei welcher die Gleitbahn des einen Querstückes nachstellbar ist.

---

[1]) Da im vorliegenden Falle nicht die Materialanstrengung, sondern die zulässige Formänderung die Rechnungsgrundlage bildet, so empfiehlt es sich im Allgemeinen nicht, hier die grössere Durchbiegung liefernde Form eines Körpers gleicher Festigkeit zu wählen.

Hierher gehört auch die Verbindung der beiden Kolbenstangen mit senkrecht zu ihnen liegender Kurbelwelle durch einen Bügel, wie Fig. 297 zeigt. Die halbe Weite dieses Bügels wird bestimmt durch die Kurbellänge und durch die in Betracht kommende Abmessung der Hälfte des zum Kurbelzapfen gehörigen Stangenkopfes. Klein (D. R.-P. Nr. 19981) hat nun ein solches Verbindungsstück („Maschinenelement Klein“) konstruirt, bei welchem die beiden langen Schenkel in zwei soweit gegen einander versetzten Ebenen liegen, dass der Stangenkopf dazwischen schwingen kann; infolgedessen fällt die Weite des Verbindungsbügels und damit auch der Abstand

Fig. 297.



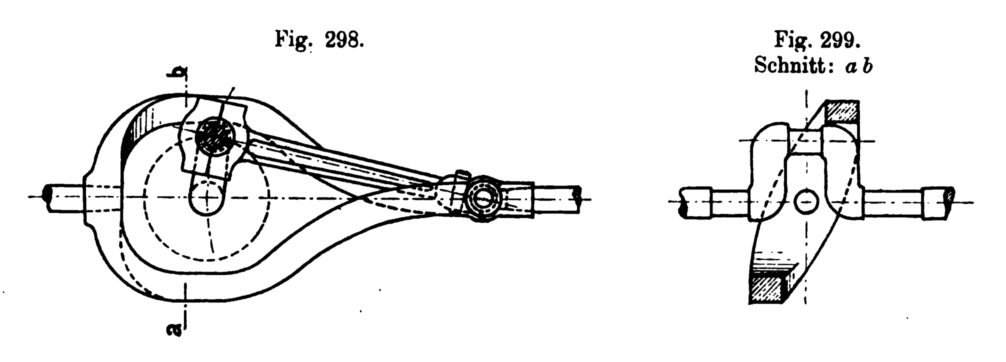


Fig. 298.

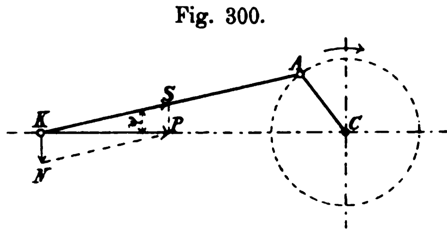
Fig. 299. Schnitt: *a b*

geringer aus, in welchem die Cylinderachse von dem Ständer oder der Grundplatte der Maschine angeordnet werden muss. Die Fig. 298 und 299 lassen dies deutlich erkennen. Fig. 258, Taf. 34, zeigt das Klein'sche Verbindungsstück, ausgeführt in Stahlguss.

II. Geradführung auf besonderen Gleitbahnen mittelst Kreuzkopf (Querhaupt).

Bezeichnet unter Bezugnahme auf Fig. 300

Fig. 300.



- *K C* die Richtung, in welcher der Kreuzkopf *K* gerade zu führen ist,
- *P* die in dieser Richtung thätige Stangenkraft,
- *N* den von *P* herrührenden Normaldruck auf die Gleitbahn,
- $l = \overline{KA}$ die Länge der Schubstange,
- $r = \overline{CA}$ die Länge der Kurbel,

o folgt

$$N = P \operatorname{tg} \psi \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 500$$

Hiernach wächst der Bahndruck N mit dem Winkel ψ von Null zu Anfang des Hubes, erlangt für den Augenblick tg $\psi = \frac{r}{l}$, d. h. wenn Kurbel und Schubstange senkrecht zu einander stehen, was bei rechtsdrehender Kurbel etwas vor der Hubmitte, bei linksdrehender etwas nach der Hubmitte statthat, seinen grössten Werth $P\frac{r}{l}$, nimmt dann wieder bis Null ab am Ende des Hubes.

Geht die wirkende Kraft von der gerade geführten Stange aus, so ist N bei Rechtsdrehung, Fig. 300, immer nach abwärts, bei Linksdrehung immer nach aufwärts gerichtet. Wirkt dagegen die Schubstange treibend auf den Kreuzkopf ein, so wird die Richtung des Bahndruckes die entgegengesetzte. Daraus folgt, dass für eine bestimmte Drehungsrichtung und für einen gesicherten Kraftausgangspunkt entweder nur die obere oder nur die untere Bahn erforderlich sein würde. In Wirklichkeit ist die letztere Vorbedingung schon mit Rücksicht auf Zufälligkeiten nicht erfüllt, sodass immer zwei Bahnen angeordnet werden müssen, von denen allerdings in der Regel vorzugsweise nur die eine führend auftreten wird.

Der Natur der Sache nach und mit Rücksicht darauf, dass sich das Schmiermaterial auf der unteren Bahn leichter erhalten lässt, als auf der oberen, sowie in Berücksichtigung des S. 477 u. f. über den Wechsel des Bahndruckes in den Gleitflächen des Kreuzkopfes Bemerkten, konstruirt man gern so, dass der Hauptdruck nach unten gerichtet ist, ordnet also beispielsweise, wenn nicht andere Gründe dagegen sprechen, rechtsgehende Dampfmaschinen an. Bei Pumpen, Gebläsemaschinen, bei denen die Pumpen-, bezw. die Gebläsekolbenstange die Fortsetzung der Dampfkolbenstange bildet, wird das Schwungrad während eines Theils des Hubes treibend wirken (vergl. S. 477 u. 478). Solche Maschinen sind infolgedessen trotz ihres Rechtsganges in der oberen Führung genügend kräftig zu bauen, auch ist Sorge zu tragen, dass die obere Bahnfläche gut geschmiert werden kann.

Der gesammte Bahndruck V setzt sich, abgesehen vom Kolbenstangengewicht und abgesehen von den Wirkungen der Reibungswiderstände, zusammen aus N (Gl. 500), aus dem auf den Kreuzkopf sich absetzenden Theil des Gewichtes der Schubstange, aus dem Gewicht des Kreuzkopfes und Zubehör, sowie aus dem von der Trägheit der Schubstangenmasse herrührenden Druck, welcher nach Massgabe des S. 465 u. f. Gesagten zu bestimmen ist. Diese Bestandtheile können verschiedene Vorzeichen besitzen, was bei der Zusammensetzung zu berücksichtigen ist.

Die Geradführung kann erfolgen in der Schwingungsebene der Schubstange, wie dies z. B. die Fig. 259, Taf. 35 u. f., Fig. 266, Taf. 37 u. f. oder auch Fig. 276, Taf. 34 zeigen, oder in zwei Ebenen, welche zu dieser Schwingungsebene parallel sind, wie das bei der in den Fig. 277, Taf. 36 dargestellten Führung statthat. Im ersteren Falle sind zwei, im Letzteren vier Bahnflächen vorhanden.

Bei der Wahl der Führung ist massgebend das Aussehen und die sonstigen Eigenthümlichkeiten der Maschine. Dem Umstand, dass der Hebelarm x (Fig. 260, Taf. 35, Fig. 276, Taf. 34, Fig. 277, Taf. 36), an dem die Bahnreibung R angreift, für die letztere Anordnung geringer, als für die erstere ausfällt[1]), wird in den

[1]) Das Moment Rx wird durch ein Kräftepaar im Gleichgewichte gehalten, dessen Wirkung die Bahnreibung, die Gleichmässigkeit und die Grösse der Abnützung der Gleit-

meisten Fällen ein Einfluss hierbei nicht zugestanden, wenigstens nicht insoweit die beiden Anordnungen Fig. 259 (266) und Fig. 277 in Frage stehen. Für liegende Dampfmaschinen hat sich die in den Fig. 259 und 266 dargestellte Führung immer mehr eingebürgert, vorzugsweise aus Herstellungsrücksichten, wie auch aus Rücksichten auf das Aussehen.

Von den beiden Konstruktionen Fig. 259 und 266 ist die letztere vorzuziehen, da sie merkbare Durchbiegungen der Gleitbahnen nicht gestattet.

Den Werth der Form der Bahnflächen beeinflussen Rücksichten auf Herstellung und die etwaige Nachstellbarkeit, welche eingetretene Abnützung auszugleichen hat, mehr, als die Grösse der Reibung R. So wählt man z. B. — wie oben erwähnt — die cylindrische Form Fig. 259 (266) um der Bequemlichkeit willen, mit welcher die Bahnflächen durch Ausbohren hergestellt werden können, obgleich sie eine etwas grössere Reibung giebt, als die ebene Form Fig. 277; so ziehen Manche die $\bigvee$-Form, Fig. 276, der Nachstellbarkeit wegen vor, welche dieselbe auch seitlicher Abnützung gegenüber gestattet, obgleich sie eine wesentlich grössere Reibung bedingt, als die ebenen Bahnflächen.

Die Nachstellbarkeit selbst lässt sich auf zwei Wegen ausführen, durch Nähern der beiden zusammengehörigen Bahnflächen, oder durch Auswärtsbewegung der mit den Gleitflächen versehenen Theile des Kreuzkopfes. Das Einschlagen des ersten Weges führt z. B. bei der Führung Fig. 277 zum Abarbeiten der Säulenstücke *a*, oder zum Herausnehmen von dünnen Metallplatten, welche von vornherein zwischengelegt worden waren, wie das bei Besprechung der Kurbelschleife, S. 507, bereits erörtert worden ist. Die zweite Art und Weise verlangt entweder eine Nachstellvorrichtung der Gleitflächentheile (Gleitschuhe, Gleitbacken, Schlitten), wie sie z. B die Fig. 276 zeigt, oder das Zwischenlegen von dünnen Metallblechen, wie das bei der Konstruktion des Kreuzkopfes, Fig. 260, Taf. 35, vorausgesetzt ist.

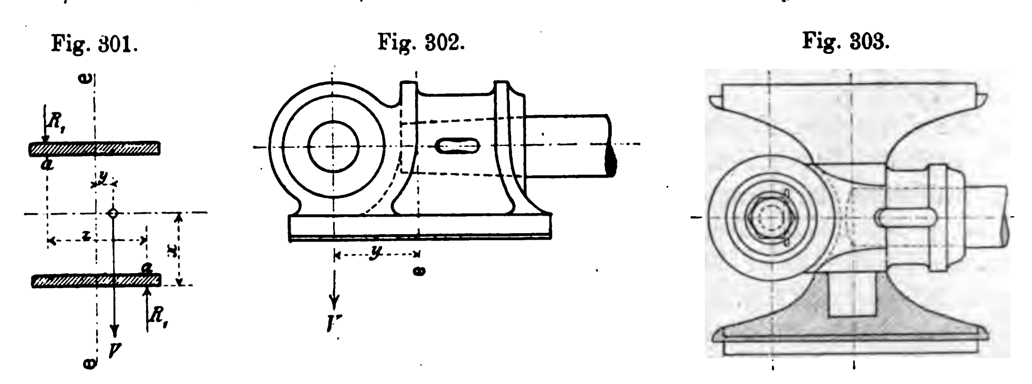
Da der Werth einer Nachstellvorrichtung abhängt von demjenigen, der sie handhabt, und unter Umständen sogar negativ werden kann, so muss die Forderung gestellt werden, dass die Ansprüche der richtigen Handhabung im Einklang stehen mit der durchschnittlichen Leistungsfähigkeit derjenigen, welche hierzu verwendet werden können. Weil man in dieser Beziehung in der Regel am besten fährt, je geringere Ansprüche man stellt, so schliessen wir, dass besondere Nachstellvorrichtungen nur da angewendet werden sollen, wo Sachverständige zu ihrer Bedienung vorhanden sind, bezw. berufen werden können. Dasselbe gilt bezüglich des erwähnten Abarbeitens der Säulenstücke. Das Herausnehmen oder Zwischenlegen von Metallblechen kann schon eher durch einen gewöhnlichen Maschinisten besorgt werden. Unter allen Umständen ist es räthlich, das Nachstellen möglichst selten nothwendig werden zu lassen, und das kann dadurch geschehen, dass die Pressung zwischen den gleitenden Flächen gering gehalten wird. Für Betriebsdampfmaschinen pflegt ihr Grösstwerth (s. S. 510, oben) 2 bis höchtens $3\,^{kg}/_{qcm}$ zu betragen. Wenn möglich soll bei mittleren Kolbengeschwindigkeiten von $2\,^m$ bis $2{,}5\,^m$ die erstere Zahl nicht überschritten werden.

Als fehlerhaft sind die Konstruktionen derjenigen Kreuzköpfe zu bezeichnen, bei

---

flächen ungünstig beeinflusst. Erheblich wird dieser Einfluss allerdings erst bei Konstruktionen wie Fig. 276, Taf. 34.

denen die Achsen der Zapfen nicht in die Mittelebene *e e*, Fig. 301, Fig. 302 und 303, der Gleitflächen fallen, bei welchen also der Hebelarm y des Bahndruckes V



von Null verschieden ist. Das entstehende Moment Vy wirkt in derselben Weise nachtheilig, wie das S. 510 erwähnte Moment $R\,x$[1]).

Denken wir uns einen Kreuzkopf, für welchen die Länge der Gleitfläche l, die Breite derselben b und $y = 0$ ist, so beträgt, abgesehen von dem Einfluss der Bahnreibung, die Flächenpressung $k = \frac{V}{bl}$, ist also gleich für alle Elemente. Verlängern wir jetzt die Strecke l einseitig um $2\,a$, so wird $y = a$ und die Flächenpressung ungleich gross. Ihr grösster Werth ist mit der Genauigkeit, mit welcher der Satz der Biegungslehre Gl. 74, S. 21, auf den vorliegenden Fall übertragen werden darf, und innerhalb des Gebietes, für welches diese unmittelbare Uebertragung zulässig erscheint[2]),

$$k_1 = \frac{V}{b\,(l + 2\,a)} + \frac{V a}{\frac{1}{6}\,b\,(l + 2\,a)^2} = V\frac{8\,a + l}{b\,(l + 2\,a)^2}.$$

Da $a \gtreqless l$ nicht in Betracht kommt[2]), so erkennen wir: so lange $a > 0$, so lange wird $k_1 > k$. Hiernach erweist sich die Verlängerung infolge ihrer Einseitigkeit nicht als vortheilhaft. Daraus folgt, dass $a = 0$ also auch $y = 0$ sein soll.

Ferner sind für Maschinen mit grosser Umdrehungszahl Kreuzköpfe fehlerhaft, welche stark einseitige Massenvertheilung besitzen derart, dass der Schwerpunkt des Kreuzkopfes um eine erhebliche Strecke von der Achse der Kolbenstange absteht. Fig. 303a zeigt eine solche Konstruktion, ähnlich, wie man sie namentlich bei amerikanischen Lokomotiven häufig antrifft; der erwähnte Abstand ist mit y bezeichnet. Die infolge der abwechselnden Beschleunigung und Verzögerung wachgerufenen Massenkräfte des Kreuzkopfes geben eine durch den Schwerpunkt desselben gehende Resultante, deren Grösse K durch Gl. 466 oder 467 bestimmt wird, und wegen des Vorhandenseins des Abstandes y in Bezug auf die Achse des Kreuzkopfzapfens ein Kippmoment Ky.

---

[1]) Joppich (D. R.-P. Nr. 54644 vom 31. Dez. 1889) wählt y so gross, dass der Bahndruck überhaupt nicht mehr in die Unterstützungsfläche fällt, befestigt die Kolbenstange drehbar im Kreuzkopfe (um die in der Mittelebene *e e* gelegene Achse), sodass dieselbe einen doppelarmigen Hebel bildet, der einerseits durch den (veränderlichen) Bahndruck, andererseits durch das Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange belastet wird, wodurch der Kolben von der unteren Cylinderwandung abgehoben und diese somit entlastet werden soll!

[2]) Näheres hierüber findet sich in des Verfassers „Elasticität und Festigkeit“, 1894, § 45 unter c.

Verfasser fand bei einem solchen Kreuzkopf das Eigengewicht desselben zu rund 150 ^{kg} und $y = 120^{mm}$. Für den Kolbenhub 600 ^{mm} und die minutliche Umdrehungszahl $n = 210$ beträgt nach Gl. 467 mit $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ die Massenkraft

$$K = \left(\frac{210}{30}\right)^2 . 150 . 0,3 \left(\cos \varphi \pm \frac{1}{5} \cos 2 \varphi\right),$$

und für $\varphi = 0$ deren Grösstwerth

$$K_{max} = \left(\frac{210}{30}\right)^2 . 150 . 0,3 \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 2646^{kg},$$

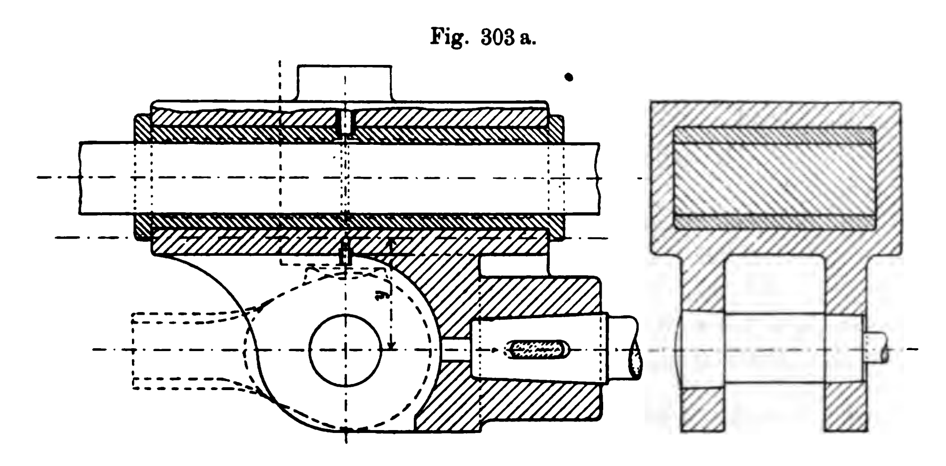
somit das grösste Kippmoment

$$K_{max} . y = 2646 . 12 = 31\,752^{kg.cm}.$$

Das sind Grössen, welche auf die Geradführung wie auf die Gleitbahnen eine recht nachtheilige Wirkung äussern können.

Kreuzköpfe, wie Fig. 282, Taf. 40, besitzen den soeben besprochenen Mangel natürlich auch, aber doch in weit geringerem Masse als der Kreuzkopf nach Fig. 303a.

Fig. 303 a.



Immerhin wird es gut sein, wenn man bei Maschinen mit grosser Umdrehungszahl der etwa vorhandenen Einseitigkeit der Massenvertheilung des Kreuzkopfes die erforderliche Beachtung schenkt.

Die in den Fig. 259 u. f., Taf. 35, dargestellte Geradführung im Corlissbalken (weil von Corliss herrührend) gewährt den grossen Vortheil, dass durch Ausbohren der Bahnflächen und der an den Cylinder sich anschliessenden Centrirungsfläche die centrale Lage des Cylinders zur Führung in einfacher Weise gesichert werden kann. Die Abmessungen des Führungskörpers, welcher einerseits das Kurbellager angegossen enthält und andererseits mit dem Cylinder verschraubt ist, sind so reichlich zu wählen, dass Formänderungen (Durchfederungen), die nothwendigerweise den Gang der Maschine beeinträchtigen müssen, nicht auftreten können [1]). Der Berechnung zu Grunde zu

[1]) In dieser Hinsicht recht fehlerhafte Konstruktionen mit Durchbiegungen der Gleitbahn, welche das Auge schon in der Entfernung von mehreren Metern wahrnehmen konnte, sind dem Verfasser wiederholt unter die Hände gekommen. Man sucht dann den Fehler dadurch zu beseitigen, dass bei a, Fig. 259, nachträglich ein Untersatz zur Unterstützung der Gleitbahn angebracht wird. Besitzt derselbe gerade diejenige Länge, welche dem Abstande der zu stützenden Fläche über dem

legen sind die wesentlichen Kräfte: Bahndruck V, die in der Cylinderachse thätige Kraft P und der Lagerdruck P_1. Besondere Beachtung verdient hierbei auch der Hebelarm m, Fig. 261, Taf. 35, sowie unter Umständen die S. 479 u. f. besprochene, auf Verschiebung der ganzen Maschine hinwirkende und daher durch die Fundamentanker auf das Fundament zu übertragende Massenkraft. Das Gleiche ist der Fall mit dem Momente $(P_1 - P)\,m$, welches davon herrührt, dass das Kurbellager einen Druck P_1 empfängt, der grösser ist als die in der Cylinderachse wirkende Kraft P.

Das Entweichen des Oeles, welches der Kreuzkopf vor sich herschiebt, wird durch aufgeschraubte oder angegossene Leisten verhindert. Da V nach abwärts gerichtet ist, so genügt für die obere Bahnfläche die angegebene Oelzufuhr.

Der Kreuzkopf trägt einen gusseisernen Schuh zu dem Zwecke, durch Unterlegen von dünnen Metallblechen eine Ausgleichung der eingetretenen Abnützung zu ermöglichen. Die Befestigungen des Zapfens und der Kolbenstange mit dem Kopfe müssen wegen des Wechsels der Kraftrichtungen Spannungsverbindungen sein. Ueber die Schmierung des Zapfens, wie auch der Gleitbahnen geben die Fig. 259 u. f., Taf. 35, wie auch die Fig. 266 u. f., Taf. 37 u. f. Auskunft.

Fig. 278, Taf. 34, lässt eine Führung erkennen, welche nur unterhalb des Kreuzkopfzapfens stattfindet. Sie ist zulässig für kleinere Maschinen mit abwärts wirkendem Bahndruck.

Fig. 279, Taf. 34, zeigt den Kreuzkopf einer Lokomotive nebst den Bahnschienen im Durchschnitt[1]).

Die Fig. 280, Taf. 39, stellt einen Kreuzkopf mit Nachstellvorrichtung durch Keile dar. Durch Anziehen der Keilmuttern erfolgt die Auswärtsbewegung der mit der Gleitfläche versehenen Schuhe. Die gleichmässige Schmierung der oberen Bahnfläche geschieht durch Filzstreifen *a a*, welche mittelst angeschraubter Metallleisten an den Stirnseiten des Kopfes gehalten werden. Diese Vorrichtung ist natürlich nur dann

---

Boden entspricht, so stellt sich bei Inbetriebsetzung der Dampfmaschine Folgendes ein: Infolge der starken Erwärmung des Dampfcylinders und seines Fusses hebt sich die an den Cylinder anschliessende Seite des Führungsbalkens, und zwar um so mehr, je grösser der Abstand der Cylinderachse über dem Fundament ist und je wärmer der Cylinder wird. (Aus dem letzteren Grunde pflegt bei Zweicylindermaschinen die Hebung am Hochdruckcylinder grösser zu sein, als am Niederdruckcylinder.) Da der Untersatz bei *a* naturgemäss weit kälter bleibt, so löst sich die unterstützte Stelle *a* der Geradführung von demselben und zwar um so mehr, je höher die Maschinenachse über dem Fundament liegt: die im kalten Zustande unterstützte Gleitbahn ist es während des Betriebes nicht mehr. Hieraus folgt, dass die Unterstützung während des Betriebes eine Länge oder Höhe des Untersatzes fordert, bei welcher die Geradführung im kalten Zustande der Maschine etwas nach oben durchgebogen ist. Dass hierbei der entstehenden Gussspannungen wegen nicht zuviel gethan werden darf, liegt auf der Hand. Durch Anordnung eines nachstellbaren Keiles zwischen Untersatz und Geradführungsbalken lässt sich der Schwierigkeit beikommen.

Geringe Stärke *s* der Geradführung (Schnitt: *c d*, Taf. 35) hat zur Folge, dass das Material beim Ausbohren von *e* nach *g* hin immer mehr nachgiebt, d. h. dass die Bahnfläche *e f g* gegenüber dem Bohrstahl federnd ausweicht und zwar um so bedeutender, je weiter die Flächenelemente von *e* abstehen und nach *f* hingelegen sind. In solchen Fällen gleitet dann der Kreuzkopf vorzugsweise auf der äusseren Seite *f g* der Bahn *e f g* und verursacht leicht eine hohe Temperatur derselben.

Aus dem Gesagten erhellt, dass bei Feststellung der Abmessungen des Geradführungsbalkens mit dem Material nicht gekargt werden soll und dass die Konstruktion Fig. 266 u. f., Taf. 37 entschieden den Vorzug vor derjenigen Fig. 259 u. f. verdient.

[1]) Heusinger von Waldegg, Handbuch für specielle Eisenbahntechnik, III. Bd., Leipzig 1875, Taf. XXVII, Fig. 9.

nothwendig, wenn die obere Bahnfläche Pressungen von Bedeutung erfährt, wie es z. B. bei den oben erwähnten Pumpmaschinen u. s. w. der Fall ist.

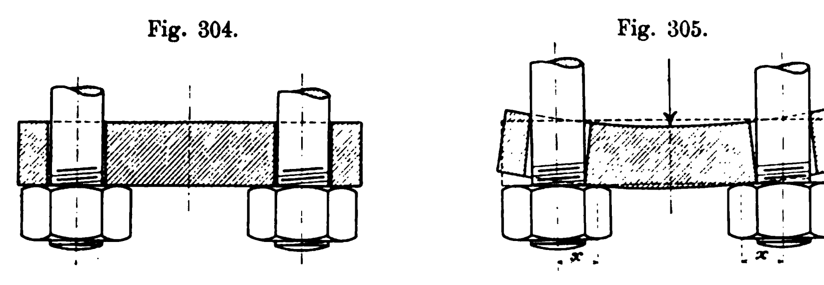
Die Abbildungen Fig. 276, Taf. 34, zeigen eine früher übliche Geradführung für kleine stehende Dampfmaschinen. Die Nachstellbarkeit der broncenen Gleitschuhe erfolgt durch Keile, welche mittelst Stellschrauben in ihrer Lage gesichert sind. Ein Nachtheil der Konstruktion besteht darin, dass der Hebelarm x der Bahnreibung ziemlich gross ausfällt. Die Form der Bahnflächen bietet den bereits oben angeführten Vortheil, auch gegen seitliche Abnützung Nachstellbarkeit zu ermöglichen.

Der Kreuzkopf, Fig. 281, Taf. 39, besitzt statt des Zapfens ein Lager, fordert infolgedessen einen mit Zapfen versehenen Schubstangenkopf, wie er in Fig. 239, Taf. 32 gezeichnet ist. Die Deckelschrauben sind von innen nach aussen einzubringen.

Verwandt hiermit ist der bei den sogenannten Hammermaschinen der Marine übliche Kreuzkopf Fig. 282, Taf. 40[1]), mit Gleitflächen nur auf einer Seite des Kreuzkopfzapfens. Derartige Kreuzköpfe haben durch Bruch ihrer Schrauben mehrfach zu schweren Unfällen Veranlassung gegeben; Verfasser hat wiederholt Veranlassung gehabt, sich mit solchen Brüchen zu beschäftigen.

Unter Einwirkung der Belastung verliert der Lagerdeckel, Fig. 304, seine gerade Gestaltung und geht in die Form Fig. 305 — in übertriebener Weise dargestellt — über.

Fig. 304. Fig. 305.



Mit dieser Formänderung werden die Muttern der Schrauben und somit auch diese einseitig belastet. Ist x der Hebelarm, an dem die Belastung nun angreift, so ergiebt sich für die Schraube ausser der Zugkraft P auch noch ein biegendes Moment Px.

Beträgt z. B. x die Hälfte des Kerndurchmessers d der Schraube[2]), so beläuft sich die von der Biegung herrührende Inanspruchnahme auf

$$\sigma = \frac{P \cdot 0{,}5\, d}{\frac{\pi}{32}\, d^3} = 4\, \frac{P}{\frac{\pi}{4}\, d^2},$$

[1]) Derselbe gehört zu den 400pferdigen Maschinen, welche in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 130 u. f. aus Anlass von wiederholt eingetretenen Unfällen zur Besprechung gelangt sind. Die Kreuzköpfe der 200pferdigen Zweicylindermaschine sind ganz entsprechend konstruirt: Zapfendurchmesser 180 (bei 400pf. 110), Zapfenlänge 160 (gegen 218), Abstand der beiden Lagerbolzen 150 (gegen 200), Bolzenstärke 1½" engl. (gegen 1⅞"), Stärke des Lagerdeckels 40 (gegen 54), Breite desselben 90 (gegen 120). Nach der angegebenen Quelle waren die Bolzen von Stahl gefertigt, besassen scharf eingedrehte Gewindgänge und sollen bei voller Kolbenkraft durch den Zug mit 900 bis 1000 kg/qcm beansprucht gewesen sein. Dass sie wiederholt brachen, — und dadurch zu recht bedeutenden Zerstörungen Veranlassung gaben — dafür waren nach den oben folgenden Darlegungen die natürlichen Voraussetzungen in ausreichendem Masse gegeben.

[2]) Bei Konstruktionen, wie Fig. 282, Taf. 40, kann, sofern die Mutter nicht im Grunde der Versenkung aufliegt, oder sich hier infolge der Kleinheit der Auflagefläche eindrückt, x noch erheblich grösser als 0,5 d ausfallen.

d. i. 4mal soviel als die durch P veranlasste Zugbeanspruchung, welche bei Feststellung der Stärke der Schraube allein berücksichtigt wird.

Hiernach ist streng genommen die Stärke des Lagerdeckels so zu bemessen, dass eine im Sinne der gegebenen Darlegung erhebliche Durchbiegung nicht eintritt, was mit Rücksicht auf die dynamisch erfolgende Belastung des Lagerdeckels durch den Zapfendruck und unter Beachtung des häufig erfolgenden scharfen Anziehens der Muttern der Lagerbolzen vor Inbetriebsetzung der Maschine oft recht bedeutende Abmessungen fordert. Ausserdem wählt man zur Sicherheit — auch der dynamischen Belastung wegen — ein möglichst zähes Material (zähes Nieteisen) für die Schrauben und belastet sie durch die Stangenkraft auf Zug nicht höher als etwa 600 $^{kg}/_{qcm}$, wenn thunlich geringer. Greift man zu Stahl von grösserer Festigkeit, wozu insofern eine gewisse Veranlassung darin erblickt werden kann, dass die Schrauben verhältnissmässig stark auszufallen pflegen, so ist der Boden für Eintritt eines Bruches umsomehr geschaffen, als bei scharfem Anziehen der Schrauben — was häufig nicht zu umgehen ist — leicht Einseitigkeit stattfindet, die namentlich bei der geraden Begrenzung der Deckellagerschale (Fig. 282) zu sehr ungleicher Beanspruchung der beiden Schrauben führen kann [1]). Diese Ungleichheit kann noch Verstärkung erfahren durch den Einfluss von Temperaturunterschieden, welche bei stattfindender Erwärmung des Lagers eintreten.

Die Fig. 277, Taf. 36, stellen eine Geradführung mit vier Bahnflächen dar. Die Gleitstücke sind auf dem Ende des verlängerten Kreuzkopfzapfens aufgesetzt und gleiten auf den mit der Fundamentplatte verbundenen Schienen. Die Nachstellbarkeit der oberen Schiene kann, wie bereits bemerkt, durch Abarbeiten der Säulenstücke a oder dadurch bewerkstelligt werden, dass im neuen Zustande zwischengelegte Metallbleche in dem Masse herausgenommen werden, als es die fortschreitende Abnützung gestattet. Die Fig. 283, Taf. 34, geben den Führungskörper (Tragschuh) wieder, wie ihn Riedler bei Gebläsemaschinen zwischen Dampf- und Gebläsecylinder, wie auch hinter dem Letzteren zur Ausführung gebracht hat [2]).

III. Geradführung mittelst Gelenkstangen.

Die am meisten verwendete hierher gehörige Führung bildet der Balancier mit dem Watt'schen Parallelogramm. Fig. 306 zeigt diesen Mechanismus für eine Woolf'sche Maschine. Hier diente das Parallelogramm in der Regel zur Geradführung der Stangen der beiden Dampfkolben und des Kolbens der Warmwasserpumpe. In D projicirt sich die Achse, um welche der $\overline{DA} = \overline{DH} = \overline{DA_1} = l$ lange Balancier schwingt, hierbei den Winkel $A D A_1$ durchlaufend. Die Geradführung der Kolbenstange des grossen Cylinders geschieht in der Richtung $E E_1$, diejenige des kleinen Cylinders in der Linie $K K_1$ und diejenige der Warmwasserpumpe in der Richtung $L L_1$. Der Hub des grossen Kolbens, dessen Stange in E_1 auf-

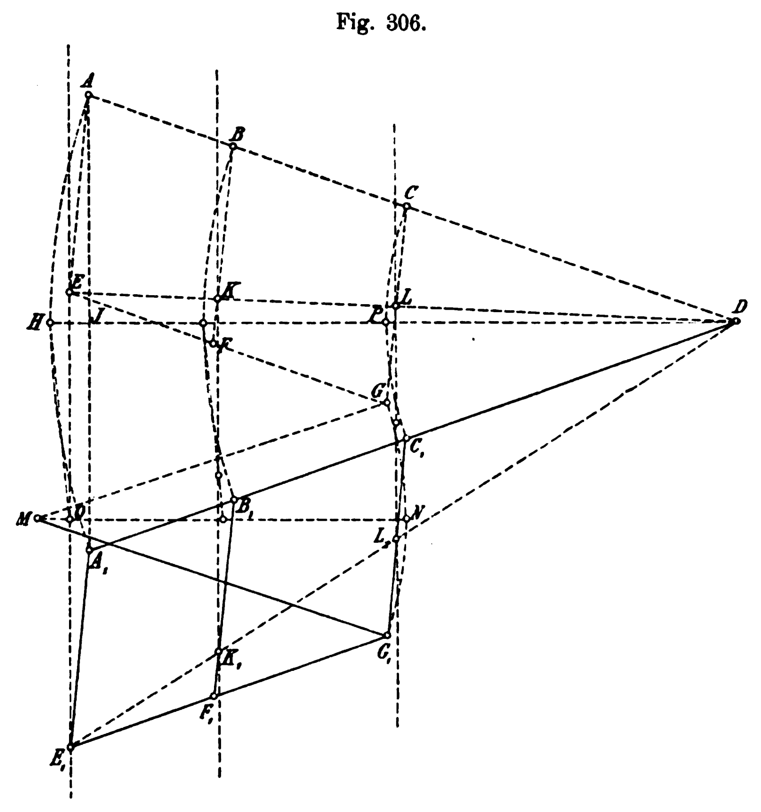
[1]) Von diesem Gesichtspunkte aus erscheint es zweckmässiger, die Deckelschale ebenfalls rund zu gestalten (vergl. auch Fig. 245, Taf. 32).

In einem Falle konnte der Verfasser feststellen, dass der Maschinist unmittelbar vor der Inbetriebsetzung, auf welche kurze Zeit nachher der Bruch der einen Schraube folgte, die Mutter der Letzteren angezogen hatte.

[2]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, S. 3.

gehängt ist, hat gleich der Sehne $\overline{A\,A_1} = s$ zu sein. Es muss dann $E\,E_1$ die Bogenhöhe $H\,J$ halbiren. Die Länge der Hängeschiene $\overline{A\,E} = \overline{A_1\,E_1}$ kann im Mittel gleich $\frac{s}{2}$, die Länge des Balanciers $l = 1{,}5\,s$ bis $2\,s$ genommen werden. Ist auf diese Weise der Punkt E oder E_1 festgelegt, so wird die Linie $E\,D$ oder $E_1\,D$ gezogen, die Schnittpunkte K und L, bezw. K_1 und L_1 derselben mit den Richtungen

Fig. 306.



$K\,K_1$ und $L\,L_1$ ergeben die Aufhängepunkte der beiden andern Kolbenstangen. Die zu $A\,E$, bezw. $A_1\,E_1$ durch K, bezw. K_1, L, bezw. L_1 gezogenen Parallelen $\overline{B\,K\,F} = \overline{B_1\,K_1\,F_1} = \overline{C\,L\,G} = \overline{C_1\,L_1\,G_1} = \overline{A\,E} = \overline{A_1\,E_1}$ liefern die beiden anderen Hängeschienen oder Scheeren, die Verbindung der Punkte $E\,F\,G$, bezw. $E_1\,F_1\,G_1$ die letzte Seite des Parallelogramms $A\,C\,E\,G$, bezw. $A_1\,C_1\,E_1\,G_1$.

Wird nun noch das Parallelogramm in seiner Mittellage, d. h. in $H\,P\,O\,N$ gezeichnet, so ergiebt sich die Drehachse M des den Punkt G, bezw. G_1 führenden Gegenlenkers $\overline{M\,G} = \overline{M\,N} = \overline{M\,G_1}$ in dem Mittelpunkt des durch G, N und G_1 bestimmten Kreises.

Wird $\overline{D\,C} = \frac{\overline{A\,D}}{2}$ gemacht, so fällt M in die Richtung $E\,E_1$.

Die Bestandtheile eines derartigen Parallelogramms sind unter Bezugnahme auf das Vorstehende:

1. Die drei Kreuzköpfe, welche an den oberen Enden der drei gerade zu führenden Kolbenstangen sitzen und die Verbindung der Letzteren mit dem

eigentlichen Parallelogramm vermitteln. Die Achsen der Zapfen dieser Querhäupter projiciren sich in E_1, K_1, L_1.

2. Die drei Paar Hängeschienen oder Scheeren $A_1 E_1$, $B_1 F_1$ und $C_1 G_1$.
3. Der Balancier $D A_1$ mit den drei Zapfenpaaren A_1, B_1 und C_1.
4. Zwei Verbindungsstangen $E_1 F_1 G_1$, welche je die untere Seite eines Parallelogramms bilden.
5. Zwei Querstücke zur Verbindung der beiden Parallelogramme in den Punkten F_1 und G_1. Das mittlere Querstück, welches sich in F_1 projicirt, kann wegfallen, wenn die beiden unter 4 genannten Verbindungsstangen mit Zapfen für die unteren Lager des mittleren Hängeschienenpaares versehen werden.
6. Zwei Gegenlenker $M G_1$.
7. Zwei Zapfen M für die Gegenlenker. Dieselben können als in fester Verbindung mit den Dampfcylindern und den Lagern der Balancierachse befindlich aufgefasst werden.

Die unter Ziff. 1 aufgeführten Theile zeigen die Figuren 284 bis 287, Taf. 40, bezw. 39, und zwar Fig. 284 oder Fig. 285 das Querhaupt der Stange des grossen Dampfkolbens, Fig. 286 dasjenige der Stange des kleinen Dampfkolbens und Fig. 287 dasjenige der Stange des Kolbens der Warmwasserpumpe. Die gekröpfte Form des letzteren Querhauptes wird durch den Raum fordernden Balancier bedingt. Des Wechsels der Kraftrichtungen wegen müssen die Verbindungen der Stangen mit den Querhäuptern Spannungsverbindungen sein.

Die Berechnung eines solchen Querhauptes geschieht in folgender Weise. Es sei die zu übertragende Stangenkraft $P = 10000^{\text{kg}}$, der Durchmesser der aus Gussstahl gefertigten Kolbenstange $d = 82^{\text{mm}}$ (Fig. 284). Als Material wählen wir der Zapfen wegen Flussstahl und gestatten zwischen diesen und den Lagern der Hängeschienen eine Flächenpressung von $45\,^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$. Mit Rücksicht auf die geringe Bewegung des Zapfens und auf den Druckwechsel ist das wenig, jedoch im Hinblick auf die mit der Abnützung verknüpften Aenderungen der geometrischen Länge der Theile des Parallelogramms erscheint es hoch genug. Hiermit und unter der Voraussetzung $l_3 = \frac{5}{4}\, d_3$ wird

$$5000 = 45 \,.\, \frac{5}{4}\, d_3^2,$$

$$d_3 = \sqrt{88{,}89} = 9{,}5^{\text{cm}},$$

$$l_3 = 9{,}5 \,.\, \frac{5}{4} = \backsim 12^{\text{cm}}.$$

Die Beanspruchung k_b des Materials ist hierbei

$$\frac{12}{2} \,.\, 5000 = k_b \,.\, 0{,}1 \,.\, 9{,}5^3$$

$$k_b = 350^{\text{kg}}.$$

Der Durchmesser d_4 ergiebt sich bei einer Schulterhöhe von 15^{mm} zu

$$d_4 = 95 + 2 \,.\, 15 = 125^{\text{mm}}.$$

Die Stärke des äusseren Bundes werde zu 15 mm, diejenige des inneren zu 10 mm angenommen. Die Länge der Cylinderstücke vom Durchmesser d_5, welche den unter Ziff. 4 genannten und in den Fig. 293, Taf. 41, gezeichneten Verbindungsstangen als Zapfen dienen, betrage 50 mm. Dann folgt

$$5000\,(6 + 1 + 5) = 50\, d_5^3,$$

$$d_5 = \sqrt[3]{1200} = 10{,}6^{\mathrm{cm}},$$

$$5000 \,.\, 20{,}5 = 50\, d_6^3,$$

$$d_6 = \sqrt[3]{2050} = 12{,}7^{\mathrm{cm}}.$$

Mit Rücksicht auf das Aussehen wählen wir d_6 entsprechend grösser und zwar $d_6 = 150^{\mathrm{mm}}$.

Die Verbindung der Kolbenstange mit dem Querhaupt ist unter den Keilverbindungen S. 81 u. f. berechnet.

Die unter Ziff. 2 genannten Hängeschienen werden durch die Fig. 288 bis 291, Taf. 40 und 41, dargestellt. Ihre Berechnung erfolgt in derselben Weise, wie die der Schubstangenköpfe.

Bei der Nachstellung der Lagerschalen ändert sich die Zapfenentfernung. Soll das nicht eintreten, so muss nach Fig. 289 konstruirt werden.

Der unter Ziff. 3 bezeichnete Balancier kann aus Gusseisen oder Schmiedeisen gefertigt werden. Die Fig. 292, Taf. 41, zeigen einen gusseisernen, die Fig. 297, Taf. 42, einen schmiedeisernen Balancier; der Erstere besitzt einen Steg (Mittelwand), der Letztere deren zwei.

Gusseiserne Balanciers empfehlen sich für kleinere und mittlere Maschinen, sofern die Kraftwirkungen nicht stossend sind. Für grosse oder stark stossende Maschinen erscheint Gusseisen zu unzuverlässig, besonders weil mit wachsenden Abmessungen der Einfluss der Gussspannungen zunimmt. Dieser Umstand ist auch der Grund, weshalb man grössere Balanciers aus zwei Hälften (in Bezug auf die Schwingungsebene symmetrisch angeordnet), d. h. zweischilderig herstellt, wenn Gusseisen als Material gewählt werden muss.

Die zulässige Biegungsbeanspruchung des Gusseisens ist nach Massgabe des auf S. 35 u. f. Bemerkten anzunehmen. Die mittlere Höhe des Balanciers wird meist $\frac{l}{3}$ gewählt. Bei der Formgebung ist auf möglichste Geringhaltung der Gussspannungen zu achten.

Die Befestigung der Zapfen im Balancier muss eine Spannungsverbindung sein. Am einfachsten lässt sich diese Forderung durch Eintreiben eines flachen Keiles erfüllen, wie dies die Fig. 292 angiebt.

Zuverlässiger sind schmiedeiserne Balanciers, bei deren Konstruktion im Auge zu behalten ist, dass nicht nur genügende Festigkeit, sondern auch Sicherheit gegen unzulässige Formänderungen (Durchbiegungen, Erzitterungen) vorhanden ist. Des Wechsels der Kraftrichtung wegen muss bei Anordnung der Vernietung nach dem unter β, S. 143 u. f., Gesagten verfahren werden.

Der in den Fig. 297, Taf. 42, dargestellte Balancier gehört der 150pferdigen doppelt wirkenden Wasserhaltungsmaschine der Steinkohlengrube Dechen bei Saar-

brücken an[1]). Wie ersichtlich, besteht jeder der beiden Stege aus zwei Blechschichten, und zwar sind die Tafeln derselben so angeordnet, dass die Stossfugen der Platten der einen Schichte diejenige der Platte der anderen rechtwinkelig kreuzen. Um die Reibung möglichst gross zu erzielen, sind die einzelnen Bleche durch Laschenvernietung verbunden. Des Aussehens wegen finden sich neben den eigentlichen Verbindungslaschen noch blinde Laschen.

Die oben unter Ziff. 4 erwähnten zwei Verbindungsstangen zeigen die Fig. 293 oder Fig. 295, Taf. 41. Die erstere Ausführung (Fig. 293) erfolgt, wenn das mittlere der unter Ziff. 5 bezeichneten Querstücke fortfällt, an deren Stelle dann je ein Zapfen *a* tritt, die zweite Ausführung (Fig. 295), wenn das erwähnte Querstück vorhanden ist.

Die Fig. 294, Taf. 40, lassen das innere Querstück erkennen. An den Zapfen *b b* greifen die in den Fig. 296, Taf. 41, dargestellten Gegenlenker an, in die Löcher *c c* werden die Zapfen *e e* der in den Fig. 293, Taf. 41, gezeichneten Verbindungsstangen eingebracht und diese mit Muttern verschraubt; die Zapfen *d d* werden von den unteren Lagern der inneren Hängeschienen umschlossen.

Das etwa vorhandene mittlere Querstück hat die gleiche Form, nur entfallen bei ihr die Zapfen *b b*.

[1]) A. Hörmann, Die neuen Wasserhaltungsmaschinen u. s. w. Berlin 1874.

Siebenter Abschnitt.

Maschinenelemente zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten.

A. Cylinder.

Der Begriff des Cylinders erhellt aus dem auf S. 424 über Kolben Gesagten: r ist das kreiscylindrische Rohr, in welchem sich der Kolben bewegt.

Als Rohmaterial dient in der Regel das Gusseisen, zuweilen auch Stahlguss, in esonderen Fällen Bronce oder eine andere, den gerade vorliegenden Verhältnissen ntsprechende Legirung. Zu diesen theureren Materialien greift man jedoch erst dann, 'enn die chemischen Eigenschaften der Flüssigkeit Gusseisen nicht gestatten, wenn eringe Abmessungen, Leichtigkeit in erster Linie anzustreben sind, oder wenn Gussisen gegenüber den mechanisch wirkenden Kräften nicht zuverlässig genug erscheint. ·eschmiedetes Material (Schweiss-, Flusseisen, Stahl) findet nur ausnahmsweise für ylinder Verwendung.

Das für Cylinder zu verwendende Gusseisen muss einen festen, nicht zu weichen, ichten Guss liefern. Das Giessen mit verlorenem Kopf von genügender Höhe und enügendem Querschnitt, damit wirklich die Erkaltung in demselben zuletzt erfolge, ıt zur Erzielung eines dichten Gusses fast immer nöthig.

I. Pumpen- und Presscylinder.

Einen einfachen Pumpencylinder von Gusseisen zeigt Fig. 183, Taf. 26. Die .bführung der Flüssigkeit muss an der höchsten Stelle erfolgen, d. h. das Druckventil ıt an der höchsten Stelle anzuordnen, damit die im Cylinder enthaltene oder die in enselben gelangende Luft immer entweichen kann [1]).

Der Durchmesser $2\,R_i$ wird unter der Voraussetzung, dass das Wasser da, wo

---

[1]) Im Cylinder eingeschlossene Luft beeinträchtigt die Höhe, auf welche das Wasser im etriebe angesaugt werden kann, ferner die Grösse der Lieferung der Pumpe, wie auch die Ruhe ıs Ganges. Vergl. hierüber § 4, § 6 und § 8 des Verfassers: „Die allgemeinen Grundlagen für .e Konstruktion der Kolbenpumpen", Anhang zu: „Die Konstruktion der Feuerspritzen", Stuttırt 1883.

es in den Cylinder eintritt, zwischen Kolben und Cylinderwand mindestens denselben Querschnitt vorfindet, wie im Zuflussrohr, bestimmt durch die Beziehung

$$\left(\frac{\pi}{2} d_1 + 2 \,.\, 0{,}5\, d_1\right)(R_i - r) \geqq \frac{\pi}{4} d_1^2,$$

$$R_i \geqq r + \frac{\pi}{2\,(2+\pi)} d_1 = r + 0{,}3\, d_1 \quad \ldots\ldots \quad 501$$

Für solche nicht auszubohrende Cylinder verlangen Herstellungs-, Fortschaffungs- und Aufstellungsrücksichten eine Wandstärke s von mindestens

$$\left.\begin{array}{l} s = \dfrac{D}{50} + 10^{\text{mm}}, \text{ wenn stehend gegossen,} \\ s = \dfrac{D}{40} + 12^{\text{mm}}, \text{ wenn liegend gegossen,} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 502$$

worin D den inneren Durchmesser des Cylinders in Millimeter bedeutet.

Die innere Pressung fordert eine Wandstärke, welche durch die Gl. 124, bezw. 125, S. 30 bestimmt ist. Um der Möglichkeit des Kernverlegens Rechnung zu tragen, setzen wir nach Gl. 124

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}} + a, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 503$$

worin a zu etwa 3 bis 6^{mm} angenommen werden kann[1]).

Bei der Wahl der zulässigen Anstrengung k_z des Materials ist zu beachten, dass Pumpencylinder nicht selten Stosswirkungen ausgesetzt sind. Je nachtheiliger die Folgen eines Bruchs wirken können, je bedeutender die auftretenden Stösse sind, um so kleiner ist k_z in die Rechnung einzuführen[2]). Man geht dann, wenn die Verhältnisse es gestatten, mit k_z weit unter die Belastungen, welche sonst (S. 34 u. f.) zulässig erscheinen.

Die grössere der beiden aus den Gl. 502 und 503 sich ergebenden Wandstärken ist beizubehalten.

---

[1]) Hinsichtlich der bedeutenden Verschwächung, welche der Cylinder da erfahren kann, wo ein Stutzen anschliesst, vergl. das Ergebniss zweier Versuche des Verfassers in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 868 u. f.

[2]) Bei dickwandigen Hohlcylindern ist die Beanspruchung des Materials am inneren Umfang erheblich grösser als aussen, sodass das nach aussen gelegene Cylindermaterial um so schlechter ausgenützt wird, je stärker der Cylinder ist. Wenn nun das Material einen derartig veränderlichen Dehnungskoeffizienten (S. 2) besitzt, dass dieser bei wachsender Spannung zunimmt, sodass es also um so nachgiebiger ist, je stärker es angestrengt wird, wie dies für Gusseisen zutrifft, so zeigt sich diese Ungleichmässigkeit der Anstrengung des Materials nicht in dem hohen Grade, als die von der Unveränderlichkeit des Dehnungskoeffizienten ausgehende Rechnung zu Tage fördert. Bei Gusseisen kommt andererseits der Einfluss der Gusshaut hinzu (vergl. Fussbemerkung zu S. 36). Ist diese geringere Nachgiebigkeit besitzende Schicht an der Innenfläche vorhanden, so muss sie die Festigkeit vermindernd wirken. Durch Ausbohren — vorausgesetzt, dass die Rücksicht auf das Dichthalten gegenüber der Flüssigkeit die Bearbeitung der Innenfläche gestattet — würde die Widerstandsfähigkeit unter sonst gleichen Umständen erhöht werden (vergl. § 58, „Elasticität und Festigkeit", insbesondere S. 343 u. f. der ersten oder S. 371 u. f. der zweiten Auflage).

Auch etwaige Temperaturunterschiede können sich geltend machen. Ist beispielsweise der dickwandige Hohlcylinder innen von einer kalten Flüssigkeit erfüllt und aussen von einer heissen umgeben, so bedingt dieser Temperaturunterschied eine Erhöhung der Zugspannung im Innern, also da, wo bereits die Inanspruchnahme am grössten ist. Besitzt die Flüssigkeit im Innern die höhere Temperatur, so kehrt sich der Einfluss des Temperaturunterschiedes um.

Diese Verhältnisse sind bei Wahl von k_z nicht ausser Acht zu lassen (vergl. auch den letzten Absatz unter Ziff. 2, S. 31).

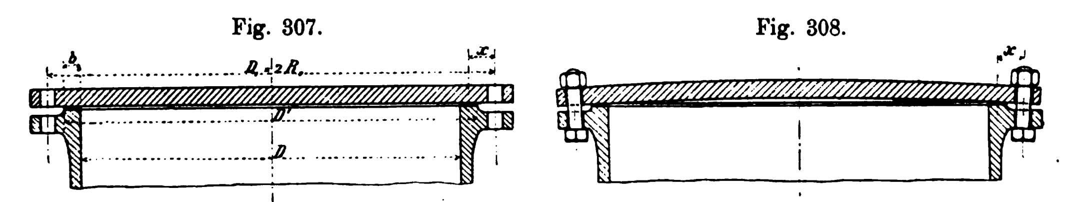
Ausgebohrte Cylinder, welche die genaue cylindrische Form beim Ausbohren erlangen und im Betriebe beibehalten müssen, damit der Kolben abdichten kann, und welche ein ein- oder zweimaliges Ausbohren nach eingetretener Abnützung gestatten sollen, haben grössere Wandstärke zu erhalten, entsprechend einer Vermehrung der Grössen 10^{mm}, bezw. 12^{mm} in den Gl. 502 um etwa 3 bis 5^{mm}, während in der Gl. 503 die Grösse a etwa 8 bis 16^{mm} zu wählen sein wird.

Gusseiserne Pumpencylinder werden zuweilen mit Bronce ausgebüchst, um die innere Cylinderfläche weniger empfindlich gegen die chemischen Einwirkungen der zu fördernden Flüssigkeiten zu machen. Ein solcher zusammengesetzter Cylinder hat natürlich nur dann eine Daseinsberechtigung, wenn sich ein ganz aus Bronce gefertigter nicht nahezu ebenso billig herstellen lässt.

In Bezug auf die Stärke der Cylinderdeckel oder Cylinderböden werde Folgendes bemerkt.

Das kreiscylindrische Flanschenrohr Fig. 307 sei durch eine obere Scheibe bedeckt. Werden nun die Flanschenschrauben eingebracht und angezogen, Fig. 308,

Fig. 307. Fig. 308.



so biegt sich die Scheibe durch, sie wölbt sich und zwar um so mehr, je grösser der Abstand x der Schrauben von der Dichtungsstelle, d. h. von derjenigen Umfangslinie ist, in welcher der Widerlagsdruck des Dichtungsringes zusammengedrängt angenommen werden darf. Die Gesammtgrösse dieses Widerlagsdruckes, so lange weitere Kräfte nicht wirken, ist naturgemäss gleich der Summe der von den Schrauben ausgeübten Kräfte. Wir haben also einen auf Biegung beanspruchten Deckel, noch bevor ein Flüssigkeitsdruck in Thätigkeit getreten ist.

Die Beurtheilung dieser Biegungsbeanspruchung begegnet unter Heranziehung der vom Verfasser angestellten Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten keinen Schwierigkeiten. Zu dem Zwecke bezeichne P die Kraft, mit welcher der Deckel durch jede der Flanschenschrauben gegen die Dichtung gepresst wird.

Entsprechend dem Umstande, dass die Querschnitte der grössten Anstrengung durch die Mitte der Scheibe gehen, darf die letztere unter dem Vorbehalte der Einführung eines durch Versuche festzustellenden Berichtigungskoeffizienten in die Rechnung als ein nach einem Durchmesser eingespannter Stab aufgefasst werden[1]). Belastet erscheint diese Scheibenhälfte bei Vernachlässigung des Eigengewichts

a) durch die Schraubenkräfte $0,5\ i\ P$, welche als gleichmässig über den Bogen $\pi\ R_1$ (Fig. 307) vertheilte Last angenommen und somit im Schwerpunkte der Halbkreislinie $\pi\ R_1$ angreifend gedacht werden können, dessen Abstand $\frac{2\ R_1}{\pi}$ von der Mitte beträgt und daher für die Einspannstelle zu dem Moment

[1]) S. des Verfassers: „Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten", Berlin 1891, S, 12, oder auch „Elasticität und Festigkeit" 1894, S. 400 u. f., sowie S. 423 u. f.

$$0{,}5\, i\, P \frac{2\, R_1}{\pi} = \frac{i\, P\, R_1}{\pi}$$

führt;

b) durch den sich gleichmässig über die halbe Umfangslinie $\pi\,(R_1 - x)$ vertheilenden Widerlagsdruck $0{,}5\, i\, P$, der demnach das Moment

$$0{,}5\, i\, P \frac{2\,(R_1 - x)}{\pi} = \frac{i\, P\,(R_1 - x)}{\pi}$$

liefert.

Hieraus folgt das biegende Moment

$$\frac{i\, P\, R_1}{\pi} - \frac{i\, P\,(R_1 - x)}{\pi} = \frac{i}{\pi}\, P\, x$$

und unter Einführung des erwähnten Berichtigungskoeffizienten μ (vergl. auch S. 31), sowie bei Bezeichnung des Trägheitsmomentes des Einspannungsquerschnittes mit Θ und des in Betracht kommenden Faserabstandes mit e_1

$$\mu \frac{i}{\pi}\, P\, x \leqq (k_b)_s \frac{\Theta}{e_1}, \qquad \qquad 504$$

woraus unter Beachtung der Gl. 137, S. 36, und nach Einführung von $\frac{6}{5}$ für μ (S. 31) die Anstrengung $(k_b)_s$ des Deckels, herbeigeführt lediglich durch das Anziehen der Schraubenmuttern, ermittelt werden kann.

Im Falle rechteckigen Querschnittes des Deckels darf gesetzt werden, sofern h die Stärke desselben,

$$\frac{\Theta}{e_1} = \frac{1}{6}\, 2\, R_1\, h^2 = \frac{1}{3}\, R_1\, h^2;$$

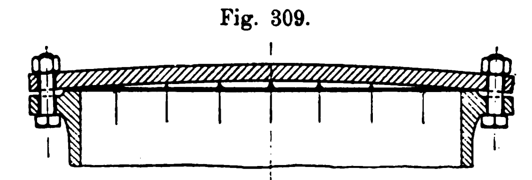
folglich

$$\frac{i}{\pi}\, P\, x \leqq (k_b)_s \frac{1}{3\,\mu}\, R_1\, h^2 = \frac{5}{18}\,(k_b)_s\, R_1\, h^2$$

$$(k_b)_s \geqq 3{,}6\, \frac{i}{\pi}\, \frac{x}{R_1}\, \frac{P}{h^2} \qquad \qquad 505$$

Wie hieraus erhellt, ist diese Anstrengung $(k_b)_s$, welche durch das Anziehen der Schrauben eintritt, noch bevor eine Flüssigkeitspressung wirkt, unter sonst gleichen Verhältnissen proportional dem Abstande x, wird also auch zu Null für $x = 0$. Sie kann recht erheblich ausfallen, falls x nicht klein im Vergleich zu R_1 gehalten wird.

Fig. 309.



Tritt nun die gepresste Flüssigkeit in das Rohr, dessen freies Ende durch den Deckel abgeschlossen ist, wobei angenommen sei, dass die Muttern der Flanschenschrauben vorher genügend scharf angezogen worden sind, wie in Fig. 309 angedeutet, so findet eine Verminderung des Widerlagsdruckes statt, den die Abdichtung gegen den Deckel äussert, andererseits aber wird der Letztere in seinem mittleren Theile durch die Flüssigkeitspressung belastet und erfährt hierdurch eine Vermehrung seiner Durchbiegung, wie auch seiner Anstrengung.

Bei sachgemässer Konstruktion wird x klein sein gegenüber R_1 und damit die Bedeutung der zusätzlichen Anstrengung der Scheibe durch den verbleibenden Rest des Widerlagsdruckes nicht erheblich werden, sodass alsdann nur die Belastung durch die Flüssigkeitspressung p, die man überdies reichlich in die Rechnung einfüh-

kann, berücksichtigt zu werden braucht. Würde übrigens diese Voraussetzung nicht genügend erfüllt sein, so wäre ein gewisser Betrag $i\,P_0$ für den verbleibenden Widerlagsdruck zu berücksichtigen. Damit fände sich alsdann:

a) das Moment des Flüssigkeitsdruckes p auf die Halbkreisfläche $0{,}5\,\pi\,(R_1 - x)^2$ zu

$$0{,}5\,\pi\,(R_1 - x)^2 p\,\frac{4\,(R_1 - x)}{3\,\pi} = \frac{2}{3}\,(R_1 - x)^3\,p;$$

b) dasjenige des Widerlagsdruckes, gleichförmig vertheilt wirkend, zu

$$0{,}5\,i\,P_0\,\frac{2\,(R_1 - x)}{\pi};$$

c) dasjenige der gesammten Schraubenkraft

$$i\,P_0 + \pi\,(R_1 - x)^2\,p$$

zu

$$0{,}5\,[i\,P_0 + \pi\,(R_1 - x)^2\,p]\,\frac{2\,R_1}{\pi};$$

folglich das resultirende Biegungsmoment

$$M_b = [i\,P_0 + \pi\,(R_1 - x)^2\,p]\,\frac{R_1}{\pi} - \frac{2}{3}\,(R_1 - x)^3\,p - i\,P_0\,\frac{R_1 - x}{\pi},$$

$$M_b = (R_1 - x)^2\,p\,R_1 - \frac{2}{3}\,(R_1 - x)^3\,p + i\,P_0\,\frac{x}{\pi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 506$$

und hiermit

$$\mu\,M_b \leqq k_b\,\frac{\Theta}{e_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 507$$

Unter Voraussetzung, dass x genügend klein gehalten wird, gegenüber R_1 [1]), vernachlässigen wir in Gl. 506 das letzte Glied und setzen zur Ausgleichung für $R_1 - x$ die Grösse R_1, womit sich ergiebt

$$M_b = \frac{1}{3}\,R_1^3\,p$$

und infolgedessen

$$\frac{1}{3}\,\mu\,R_1^3\,p \leqq k_b\,\frac{\Theta}{e_1}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 508$$

woraus bei rechteckigem Querschnitt und der Plattenstärke h mit

$$\frac{\Theta}{e_1} = \frac{1}{6}\,2\,R_1\,h^2$$

folgt

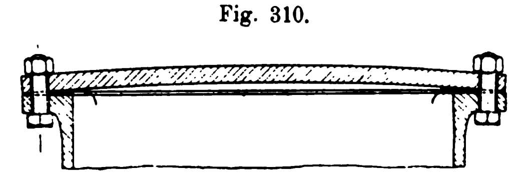
$$h \geqq R_1 \sqrt{\mu\,\frac{p}{k_b}}; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 509$$

hierbei ist $\mu = \frac{6}{5}$ zu setzen.

Hinsichtlich der Wahl von k_b sei auf das S. 536 u. f. Bemerkte verwiesen.

Um die oben erörterte Beanspruchung infolge des Vorhandenseins des Abstandes x (Fig. 307, 308) fern zu halten, wird wohl auch so verfahren, dass man die Dichtung über die ganze Flanschenbreite sich erstrecken lässt. Wie Fig. 310

Fig. 310.

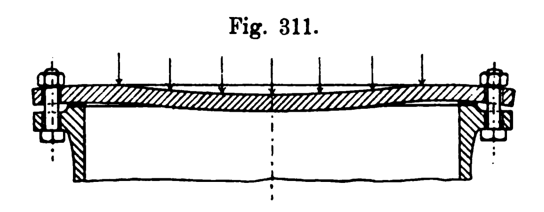


[1]) Ist diese Voraussetzung nicht erfüllt, so muss P_0 geschätzt werden. Für mittlere Verhältnisse wird $i\,P_0$ zu einem Viertel des gesammten Flüssigkeitsdruckes angenommen werden können.

zeigt, liegt alsdann die Gefahr vor, dass die Flüssigkeit durch die Schraubenlöcher, an der Schraube entlang nach aussen entweicht; es sei denn, dass man dem Deckel eine solche Gestaltung und solche — unter Umständen recht erhebliche — Abmessungen giebt, dass eine den Austritt von Flüssigkeit auf diesem Wege ermöglichende Formänderung nicht stattfindet. Hiergegen wird nicht selten gefehlt. Wenn sich das Dichtungsmaterial nicht ganz bis aussen, sondern nur bis zur Mitte der Schrauben erstreckt, so ist beiden Rücksichten Rechnung getragen.

Günstiger werden sich die Verhältnisse bei äusserem Ueberdruck, wie in Fig. 311 angedeutet, gestalten: die Flüssigkeitspressung wirkt der ursprünglich durch die Schrauben veranlassten Anstrengung entgegen. Auch darf hier für den Berichtigungskoeffizienten nach S. 31 gesetzt werden $\mu = \frac{4}{5}$ [1]).

Fig. 311.



Handelt es sich um Deckelquerschnitte, wie z. B. in Fig. 323, 324, S. 537, so ist eben hierfür das Trägheitsmoment zu bestimmen und ganz so zu verfahren, wie S. 533 u. f. für Schieberkastendeckel angegeben.

Fig. 312.

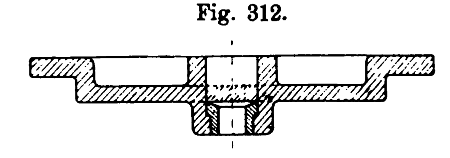
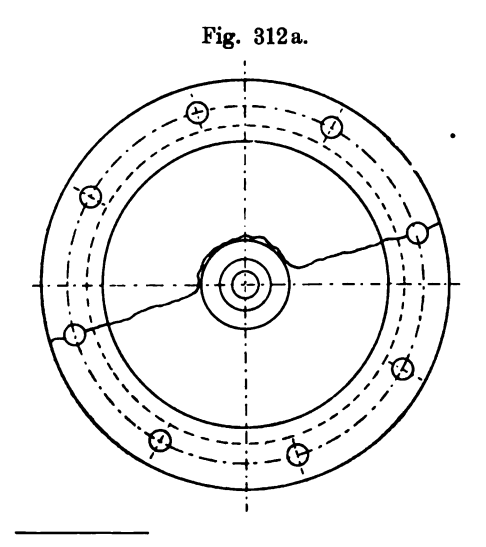


Fig. 312a.



Bei Durchbrechung des Deckels oder Bodens durch eine Stopfbüchse, wie z. B. in Fig. 312, empfiehlt es sich mit Rücksicht darauf, dass der Bruch nicht durch die mittlere Verstärkung, sondern um dieselbe herum zu gehen pflegt, wie in Fig. 312a angedeutet, bei Berechnung des Trägheitsmomentes diese ausser Acht zu lassen, dagegen den mittleren Theil als volle (nicht durchlochte) Scheibe zu behandeln, wie gestrichelt angedeutet [2]).

Ueber die Berechnung der Flanschenschrauben, über die Theilung, die Stärke der Flanschen u. s. w. findet sich das Nöthige S. 542 u. f. unter Röhren angegeben (vergl. auch unter Dampfcylinder S. 538 u. f.). Zu beachten ist bei einer Sachlage wie Fig. 308 bis 310, dass die Schrauben erheblich auf Biegung beansprucht werden können. (Vergl. in dieser Hinsicht S. 515 und 516, wie auch S. 552.)

[1]) Dieser Fall zeigt recht deutlich, dass bei Lösung derartiger Aufgaben nicht mechanisch nach einer Formel gerechnet werden darf, sondern, dass jeweils die besonderen Verhältnisse der gerade vorliegenden Aufgabe ins Auge gefasst werden müssen.

[2]) Das Gleiche gilt auch für Kolben. Für diese ist alsdann angenähert

$$M_b = 0,25\,\pi\,D^2\,p\,\frac{D}{3\,\pi}\,k_b \leqq \frac{\Theta}{e_1}.$$

Bei Wahl von k_b verdient hier das S. 536 u. f. Gesagte besondere Beachtung.

Einen **Presscylinder** zeigt Fig. 184, Taf. 26. Hinsichtlich der Zu- und Wiederabführung des Wassers gilt das bei den Pumpencylindern Bemerkte. Für Berechnung der Wandstärke, die hier oft recht bedeutend ausfällt, ist Gl. 503 unter Vernachlässigung der Grösse a zu benützen. Der ruhig wirkenden Belastung wegen und mehr noch durch die Anforderungen bedingt, welche an die hydraulischen Pressen gestellt werden, müssen wir zulassen

für Gusseisen (vergl. die Fussbemerkung S. 522) . . . $k_z = 300$ bis 600^{kg},
" Bronce . . . . $k_z = 300$ " 600 ",
" Phosphorbronce je nach ihrer Beschaffenheit . . . $k_z = 500$ " 1000 ",
" Stahlguss (vergl. S. 56 u. f.) . . . . $k_z = 1000$ " 1200 ",
unter Umständen noch höher,
" Schweisseisen, sofern die Herstellung aus Quadrateisen erfolgt, das schraubenförmig um einen Cylinder gewunden und in achsialer Richtung geschweisst wird . $k_z = 900$ " 1800 ".

Die grösseren Ziffern sind als obere Grenzwerthe anzusehen, denen man sich nur gezwungen nähern darf. Insoweit es sich um Stahlguss-Presscylinder handelt, empfiehlt sich Rücksprache mit dem liefernden Hüttenwerk und Einhaltung derjenigen Anstrengung, deren Zulässigkeit von demselben gewährleistet wird. Fig. 313 zeigt einen Stahlguss-Presscylinder, wie ihn der **Bochumer Verein für Bergbau und Gussstahlfabrikation** geliefert hat. Die gewährleistete Flüssigkeitspressung beträgt $457^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$, nach Gl. 124, S. 30, entsprechend

$$k_z = 457 \, . \, \frac{1{,}3 \, . \, 56^2 + 0{,}4 \, . \, 37^2}{52^2 - 37^2} = \backsim 1200^{\text{kg}}.$$

Fig. 313.

Zwei andere Cylinder derselben Hütte,

für $p = 500^{\text{kg}}$ und für $p = 228^{\text{kg}}$ gebaut,

zeigen die Durchmesser

386^{mm} und 240^{mm}, 640^{mm} und 520^{mm},

somit

$$k_z = 500 \, \frac{1{,}3 \, . \, 38{,}6^2 + 0{,}4 \, . \, 24^2}{38{,}6^2 - 24^2} = 1190^{\text{kg}}, \quad k_z = 228 \, \frac{1{,}3 \, . \, 64^2 + 0{,}4 \, . \, 52^2}{64^2 - 52^2} = \backsim 1050^{\text{kg}}.$$

Der äussere Durchmesser einer hydraulischen Presse, welche den Druck P zu leisten hat, wird für ein bestimmtes Verhältniss von $\frac{p_i}{k_z} = \zeta$ zu einem Mindestwerth.

Es ist mit Bezugnahme auf Fig. 184, Taf. 26,

$$P = \pi \, r_a^2 \, p_i \, \xi,$$

worin der Koeffizient ξ der Manschettenreibung Rechnung tragen soll. Für r_a darf gesetzt werden

$$r_a = \eta \, R_i,$$

womit

$$P = \pi \eta^2 \xi R_i^2 p_i,$$

$$R_i^2 = \frac{P}{\pi \eta^2 \xi p_i}.$$

Nach Gl. 503 unter Weglassung der Grösse a

$$R_a^2 = R_i^2 \frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i} = \frac{P}{\pi \eta^2 \xi k_z} \cdot \frac{1 + 0,4 \zeta}{(1 - 1,3 \zeta) \zeta}.$$

R_a wird zum Kleinstwerthe, für

$$(1 - 1,3 \zeta) . 0,4 \zeta - (1 + 0,4 \zeta) (1 - 2,6 \zeta) = 0,$$

$$\zeta = 0,36,$$

d. i.

$$p_i = 0,36 k_z.$$

Infolgedessen

$$\min (R_a) = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 . 0,36 k_z}{k_z - 1,3 . 0,36 k_z}} = 1,47 R_i = \backsim 1,5 R_i.$$

Um für den gusseisernen Cylinder einen möglichst gesunden Guss zu erlangen, empfiehlt es sich im Allgemeinen, denselben in eine besondere Brille zu hängen, nicht aber diese mit ihm zusammen zu giessen. Uebrigens fällt der Guss um so weniger dicht aus, je stärker der Cylinder ist. Dass das Abgiessen mit verlorenem Kopfe zu erfolgen hat, ist selbstverständlich.

In neuerer Zeit werden Hohlcylinder, welche einen hohen inneren Ueberdruck auszuhalten haben, wie z. B. die Geschützrohre (Ringgeschütze), aus hohlcylindrischen Schichten so hergestellt, dass vor Einwirkung des inneren Ueberdruckes die äusseren Cylinder die inneren zusammendrücken, was z. B. durch Warmaufziehen jedes äusseren Cylinders auf den kalten inneren geschehen kann. Dadurch wird die Widerstandsfähigkeit des Materials vollständiger ausgenützt (vergl. hierüber „Elasticität und Festigkeit“ § 58, S. 345 der ersten oder S. 372 der zweiten Auflage).

II. Dampfcylinder.

Eine ausführliche Behandlung dieses sehr verschiedenartig gestalteten Cylinders gehört in Sonderwerke über Dampfmaschinen, hier soll nur das Wesentlichste angegeben werden.

Von dem Material für Dampfcylinder — in der Regel Gusseisen — muss Dichtheit des Gusses, Sauberkeit und Haltbarkeit der Laufflächen (gegenüber Kolben, Schieber), also eine gewisse Härte verlangt werden. Andererseits aber ist auch ausreichende Zähigkeit erforderlich, namentlich mit Rücksicht auf die Gussspannungen, welche bei der Zusammengesetztheit des Gussstückes eines solchen Cylinders und bei der Unvermeidlichkeit von Temperaturunterschieden im Betriebe oft recht erheblich werden können. Die Wahl, bezw. die Zusammensetzung des zur Verwendung gelangenden Gusseisens (graues Gusseisen mit Zusatz von zähem Schweisseisen, wie Nieteisen) erscheint deshalb von grosser Bedeutung, selbst wenn der Konstrukteur der ihm obliegenden Aufgabe gerecht wird und bei der Form-

gebung des Cylinders auf möglichste Geringhaltung der unvermeidlichen und durch die im Betriebe eintretenden Temperaturunterschiede häufig noch verstärkten Gussspannungen bedacht ist.

Hinsichtlich der Wandstärke gilt hier Aehnliches, wie bei den auszubohrenden Pumpencylindern bemerkt worden ist. Mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Aufstellung, Abnützung, Aufrechterhaltung des Kreisquerschnittes (namentlich beim Ausbohren und gegenüber den im Betriebe thätigen, den Cylinder ziemlich häufig auch stark auf Biegung in Anspruch nehmenden Kräften) und mit Rücksicht auf wiederholtes Ausbohren (nach eingetretener Abnützung) setzen wir die Wandstärke des Cylinders vom lichten Durchmesser D

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{50} + 13^{\text{mm}}, \text{ wenn stehend gegossen,} \\ s &= \frac{D}{40} + 15^{\text{mm}}, \text{ wenn liegend gegossen,} \end{aligned}\right| \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 510$$

Der Beanspruchung lediglich durch den inneren Ueberdruck des Dampfes würde mit geringerer Wandstärke Genüge geleistet werden.

Stehend angeordnete Cylinder können wegen der allseitig gleichen Abnützung und wegen des Fortfalls von Biegungsbeanspruchungen um 10 bis 20 % schwächer gehalten werden, als die Gl. 510 ergeben. Das Gleiche gilt für verhältnissmässig sehr kurze Cylinder.

In besonderen Fällen kann man gezwungen sein, sehr knapp zu konstruiren, dann geht man wohl auf $^3/_4$ bis $^2/_3$ der Werthe der Gl. 510 herab, läuft jedoch hierbei mehr oder minder Gefahr, dass der Cylinder die genaue kreiscylindrische Form weder erhält noch bewahrt. In Fällen anderer Art überschreitet man wohl auch die aus den Gl. 510 folgende Wandstärke, namentlich dann, wenn es sich um verhältnissmässig lange, liegend angeordnete und erheblicher Biegungsbeanspruchung ausgesetzte Cylinder handelt. Dass die Zusammengesetztheit des ganzen Gussstückes bei Bestimmung der Wandstärke ebenfalls einflussnehmend auftreten kann, ist selbstverständlich.

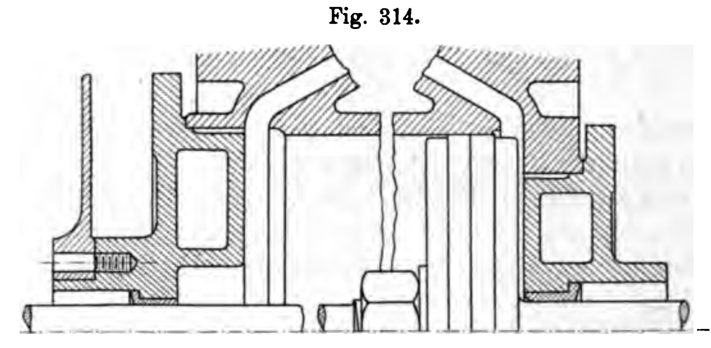
An den Stirnseiten erweitert sich der Cylinder, damit bei fortschreitender Abnützung desselben durch den Kolben oder dessen Liederungsringe kein Ansatz erzeugt wird. Es muss dann die Anordnung so getroffen werden, dass die Liederung in den äussersten Kolbenstellungen den Rand, mit welchem die Cylindererweiterung beginnt, noch um etwas überschreitet, wie das die Fig. 299, Taf. 43 (bei b), sowie die Fig. 262, Taf. 36 und Fig. 268, Taf. 38, erkennen lassen. Diese Erweiterung bietet überdies noch die Annehmlichkeit, dass das Nachbohren des ausgelaufenen Cylinders das Passen des Deckels (Bodens) nicht beeinträchtigt. Mit Rücksicht auf den nachtheiligen Einfluss, welchen der schädliche Raum des Cylinders (dasjenige Volumen, welches in der äussersten Lage des Kolbens dem eintretenden Dampfe zur Erfüllung geboten wird) und die Grösse der Begrenzungsflächen dieses Raumes (durch die Kondensation von Dampf an ihnen) auf die Wirthschaftlichkeit des Betriebes äussern, darf die Erweiterung an den Cylinderenden nicht unnöthig gross gewählt werden. Hiernach müssen auch Deckel oder Böden, welche mit in den Cylinder reichenden Arbeitsleist

versehen sind und so den schädlichen Raum und dessen Begrenzungsflächen vergrössern, wie z. B. Fig. 314[1]) — insoweit es sich um möglichst vollkommene Ausnützung des im zugeführten Dampfe enthaltenen Arbeitsvermögens handelt — als fehlerhaft bezeichnet werden. Dass dieser Gesichtspunkt die Formgebung des Kolbens ebenfalls beeinflusst, wurde unter Kolben bemerkt.

Er veranlasst auch den Verfasser, die Verschlussschrauben der Indikatoröffnungen, wie in Fig. 268, Taf. 38, angegeben ist, bis nahe in das Cylinderinnere reichen zu lassen.

Die Abdichtung zwischen Deckel (Boden) und dem Cylinder erfolgt entweder durch Aufschleifen mit Schmirgel und Oel, wobei eine Breite von 10 bis 20 ^{mm} für die aufzuschleifende Kreisringfläche genügt, oder durch Zwischenlegen von Dichtungs-

Fig. 314.



material in Form von dünnen Scheiben aus Pappe oder Leinwand mit Mennige, aus Gummi, Asbestpappe u. dergl., wie das bei der Abdichtung der Flanschenröhren besprochen ist. Auch steifer Mennigkitt genügt, wenn die Flanschen mit Dichtungsnuthen versehen und sonst sorgfältig bearbeitet worden sind. Die rechteckigen Schieberkasten, sofern sie nicht angegossen sind, wie auch Schieberkastendeckel können natürlich nicht aufgeschliffen werden, müssen deshalb immer unter Zuhülfenahme einer Zwischenlage abgedichtet werden.

Die Befestigung der Böden (Deckel), hinsichtlich deren Berechnung auf das S. 523 u. f. Bemerkte verwiesen werden darf, erfolgt durch Schrauben, bezüglich welcher das unter Röhren (S. 542 u. f., sowie S. 538) Gesagte gilt. Nur ist hier noch zu beachten, dass die Dampfcylinder zum Schutz gegen Wärmeverluste zweckmässigerweise umhüllt werden und dass hierbei die Möglichkeit vorliegt, die Schrauben könnten beim Lösen der Muttern in den Raum zwischen Cylinder und Umhüllung fallen. Es ist dann die Befestigung der Schraube mit der Cylinderflansche so zu wählen, dass dieser Fall nicht eintreten kann. Soll die Abdichtung lediglich durch Aufschleifen — ohne Verwendung von irgendwelchem Dichtungsmaterial — erfolgen, so sind Stiftschrauben (Fig. 14, 15, Taf. 1) nicht angezeigt, weil sie im Interesse der gusseisernen Muttergewinde nach dem Einschrauben nicht wieder gelöst werden sollen und eine Lösung erforderlich würde, sofern nochmals aufgeschliffen werden müsste.

Um die Lösung des Deckels zu erleichtern, ohne zu dem schlechten Mittel des

---

[1]) v. Reiche, Der Dampfmaschinen-Konstrukteur, 1. Theil, Taf. 16.

Zwischentreibens von Flachmeisseln greifen zu müssen, empfiehlt sich die Anordnung von Pressschrauben, deren mindestens 3 vorhanden sein sollen. In die Löcher derselben können bei grossen schweren Deckeln nach Lösung Ringe eingeschraubt werden, wodurch das Abheben bequemer gemacht wird.

Bei der Konstruktion der Dampfcylinder ist noch darauf zu achten, dass die Deckel (Böden), deren Lösung zuweilen zu erfolgen hat, um innere Theile zugänglich zu machen, entfernt werden können, ohne dass andere Stücke vorher beseitigt werden müssen, dass ferner den Reibungsflächen des Cylinders Schmiermaterial zugeführt und das Kondensationswasser abgeleitet werden kann, dass endlich die Befestigung des Cylinders eine zuverlässige wird. Bei den liegenden Maschinen mit Schiebersteuerung, wie z. B. Fig. 299, Taf. 43 und Fig. 268 bis 271, Taf. 38 (Konstruktion von G. Kuhn in Berg), können im Falle der Ansammlung grösserer Wassermengen im Cylinder diese durch den Schieberkanal, gegebenenfalls auch unter Abdrücken des Schiebers durch das Wasser selbst, aus dem Cylinder entweichen, zu welchem Zwecke man den Kanal vom Cylindertiefsten aus abgehen lässt (Fig. 269). Bei Ventilsteuerungen dagegen, wie z. B. Fig. 262 bis 265, Taf. 36, wird die Anordnung von Sicherheitsventilen nöthig; in Fig. 264 ist links die Stelle zu erkennen, an welcher ein solches Ventil eingeschraubt wird.

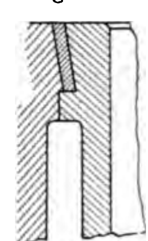
Zum Zwecke, den als nachtheilig erkannten Wärmeaustausch zwischen den Cylindermassen und dem Dampfe nach Möglichkeit zu vermindern, werden die Dampfcylinder, namentlich der Kondensationsmaschinen, mit Mänteln, den sogenannten Dampfmänteln, umgeben, derart, dass die Aussenfläche des eigentlichen Dampfcylinders vom Heizdampf bespült und so gegen weitergehende Abkühlung geschützt wird. Diese Heizung der Dampfcylinderwandungen wird zweckmässigerweise auch auf den Boden und den Deckel ausgedehnt, deren Stirnflächen — insonderheit zu Anfang der Einströmung des Frischdampfes — einen beträchtlichen Theil der Gesammtfläche bilden, an denen der Wärmeaustausch stattfindet. Sie ermöglicht überdies, die Maschine vor dem Anlassen ausreichend anzuwärmen, und giebt dadurch den in Betracht kommenden Maschinentheilen Zeit, sich auszudehnen.

Die Cylinder auf den Taf. 35 bis 38 sind mit Mantel-, Boden- und Deckelheizung versehen, soweit sich das in geeigneter Weise ausführen lässt. Dass für Abführung des in den geheizten Räumen sich absetzenden Kondensationswassers gesorgt werden muss, bedarf keiner weiteren Erörterung.

Der Dampfmantel ist entweder mit dem Cylinder aus dem Ganzen gegossen, wie bei den Cylindern auf Taf. 35 bis 38, oder beide werden getrennt hergestellt und in einander gesteckt. Bei Wahl der einen oder der anderen Konstruktion nehmen in erster Linie Einfluss: die Zusammengesetztheit des ganzen Gussstückes und die absolute Grösse im Verein mit den zu berücksichtigenden Temperaturunterschieden und den hieraus folgenden Gussspannungen. Im Falle der ersteren Konstruktion (ein Gussstück) erfolgt der Abschluss des Heizraumes an den Stirnseiten, welche behufs der Kernentfernung und vorher zum Zwecke der Abführung der beim Giessen in dem Kern sich entwickelnden Gase — wenigstens theilweise — offen sein müssen, durch den Cylinderdeckel (Cylinderboden) oder durch einen schwach konischen Ring von weichem Eisen oder Kupfer, der in seine gut passenden Sitz-

flächen, wovon die eine dem eigentlichen Dampfcylinder, die andere dem Mantelcylinder angehört, eingetrieben und verstemmt wird. Die Heizräume des Bodens und Deckels können dabei den Dampf aus dem Heizraum des Cylinders, wie auf Taf. 35 bis 38 ersichtlich ist, erhalten, oder er wird ihnen durch besondere Rohrleitungen zugeführt. Im Falle der äussere Cylinder für sich hergestellt wurde, gelangen für die Abdichtung zur Verwendung: Eisenkitt nach Fig. 315, zu verstemmende Kupferringe nach Fig. 316 oder Fig. 317 mit und ohne vorherige starke Erwärmung des äusseren Cylinders, oder Hanf, welcher wie bei den Stopfbüchsen zwischengepresst wird, u. s. w. Vorsicht pflegt bei Beschreitung des ersteren Weges im Allgemeinen am Platze zu sein, um Sprengungen zu vermeiden.

Fig. 315.



Unter allen Umständen muss grosse Sorgfalt darauf verwendet werden, dass die Abdichtung zwischen dem Heizraume, dem dauernd frischer Dampf zugeführt wird, einerseits, und dem Innern des Dampfcylinders, woselbst durchschnittlich eine weit geringere Pressung herrscht, andererseits, eine gesicherte ist. Bei der schweren Zugänglichkeit der Abdichtungsstellen ist das eine viel Aufmerksamkeit fordernde Aufgabe.

Fig. 316.

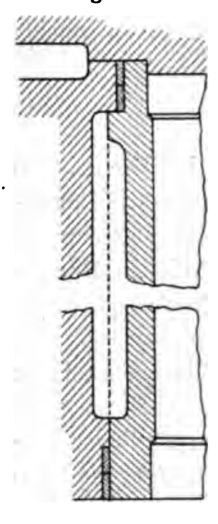
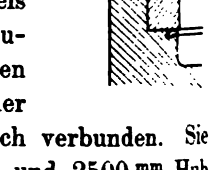


Fig. 317.



Recht zweckmässig erscheint von diesem Gesichtspunkte, wie auch vom Standpunkte möglichster Erniedrigung der Gussspannungen aus die Dörfel'sche Konstruktion des Dampfmantels Fig. 300, Taf. 41 [1]). Die mit dem Cylinder zusammengegossenen Endtheile des Mantels werden in der Mitte durch einen in der Richtung der Cylinderachse federnden Einsatz von Stahlblech verbunden. Sie ist bisher für Cylinder bis 1650 ^{mm} Bohrung und 2500 ^{mm} Hub zur Verwendung gebracht worden.

Mehrcylindermaschinen mit verbundenen Cylindern sind in Bezug auf die sich im Betriebe einstellenden Temperaturunterschiede besonders sorgfältig zu behandeln.

Die Stärke der Wandungen des Schieberkastens, der Kanäle, Gehäuse u. s. w., wie auch diejenige des Schieberkastendeckels ist nach Massgabe des unter D, S. 29 bis 33 Bemerkten festzustellen, erforderlichenfalls unter Zurückgreifen auf die Grundlagen der Gl. 120 bis 136, bezüglich welcher auf die Fussbemerkung S. 33 verwiesen werden darf. Mit Rücksicht darauf, dass namentlich bei der Formgebung von Schieberkastendeckeln, sowie bei Bestimmung ihrer Abmessungen nicht selten recht starke Irrthümer begangen werden, die wiederholt und bis auf die

[1]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 1065 u. f. — nebenbei bemerkt — die werthvollste Versuchsarbeit der Neuzeit über den Einfluss hoher Kompressionsgrade.

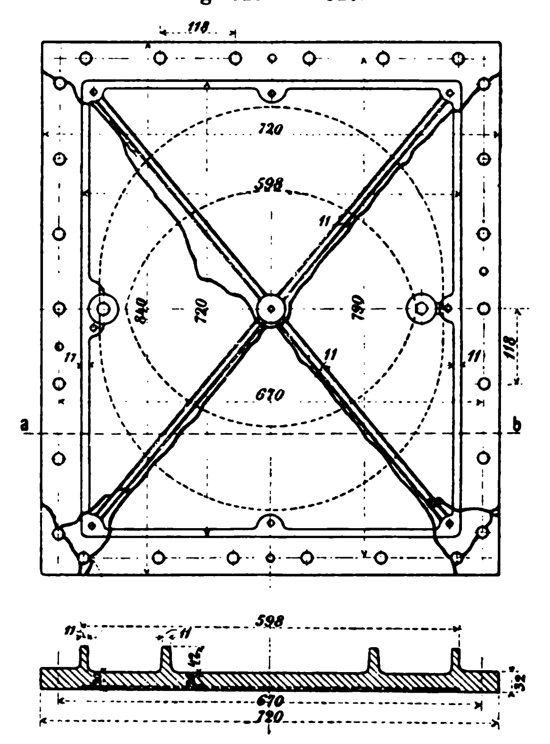
ıgste Zeit bedeutende Unfälle und Verluste an Menschenleben zur Folge gehabt ben[1]), glaubt Verfasser die Berechnung von Schieberkastendeckeln noch besonders

[1]) In dieser Hinsicht sei auf den am 3. Nov. 1891 im Rheinhafen von Mannheim erfolgten fall, wobei eine Person schwer verletzt wurde, sowie auf den am 17. März 1892 in Duisburg ttgehabten Unfall hingewiesen, welcher den Tod von 7 Menschen zur Folge gehabt hat.

Wir wollen für beide Fälle diejenige Dampfpressung im Schieberkasten bestimmen, bei lcher der Bruch des Deckels zu erwarten war.

1. Schieberkastendeckel des Niederdruckcylinders auf dem Dampfer „Main“ (Mannheim).

Fig. 319 und 320.



Die Bruchlinien sind in Figur 319 eingetragen.

Der Deckel war durch 26 Schrauben von 17,5 bis 18 mm Kerndurchmesser (vermuthlich 7/8" gl. Gewinde) mit dem Kasten verbunden; bei dem Unfall brachen 22 Stück.

Der Druck auf den Deckel soll sich zur Zeit des Unfalles der Pressung von 8 kg/qcm genähert ben; er entstand dadurch, dass dem Niederdruckcylinder Kesseldampf zugeführt wurde.

Diese Unterlagen, wie auch der zerbrochene Deckel, nach welchem Verfasser die Fig. 319 d 320 getreu aufnehmen liess, gingen diesem durch gefällige Vermittlung des Herrn Oberinge- ur Isambert in Mannheim zu.

Die Gl. 511 führt, da hier

$a = 79$ cm, $b = 67$ cm, $\Theta = 315$ (Diagonalschnitt), $e_1 = 5{,}04$ cm, $z_0 = 0{,}884$ cm

$$\frac{1}{12}\,\mu\,\frac{79^2 \,.\, 67^2}{\sqrt{79^2 + 67^2}}\,p = K_b\,\frac{315}{5{,}04}.$$

Mit $\mu_0 = 1$ (Rippen besitzen die Gusshaut) wird nach Gl. 137, S. 36,

$$K_b = K_z\sqrt{\frac{e_1}{z_0}} = K_z\sqrt{\frac{5{,}04}{0{,}884}} = 2{,}39\ K_z.$$

und etwas eingehend besprechen zu sollen und zwar um so mehr, als gerade die hohe, auch auf Menschenleben sich erstreckende Verantwortlichkeit des Konstruk-

---

Bei Wahl der Zugfestigkeit setzen wir gutes Material voraus, wie es für Maschinentheile Verwendung findet. Für dasselbe sind $K_z = 1300$ bis 1400 kg übliche Werthe.

Mit Rücksicht auf den Einfluss des oben erörterten Temperaturunterschiedes scheint es jedoch nicht zulässig, mehr als 1200 kg anzunehmen.

Mit $\mu = 1$ folgt alsdann

$$\frac{1}{12}\,\frac{79^2 \cdot 67^2}{\sqrt{79^2 + 67^2}}\,p = 2{,}39 \cdot 1200\,\frac{315}{5{,}04},$$

$$p = 7{,}1 \text{ kg/qcm},$$

d. h. es war der Bruch bereits bei einer Dampfspannung von 7,1 kg Ueberdruck zu erwarten.

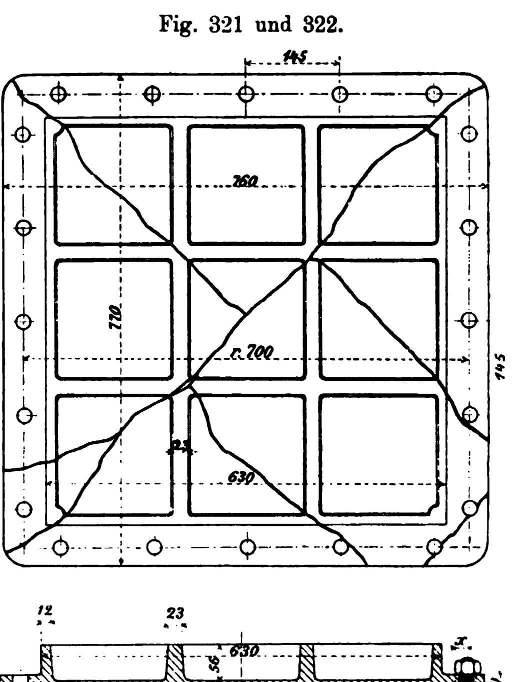
Bei Gestattung einer zulässigen Zuganstrengung des Materials von $k_z = 240$ kg, welcher Werth mit Rücksicht auf die Gussspannungen (den Temperaturunterschied) schon sehr hoch ist, würde sich der zulässige Dampfdruck im Schieberkasten zu

$$p \leqq 1{,}4 \text{ kg/qcm}$$

ergeben!

2. Schieberkastendeckel des Niederdruckcylinders des Schraubenschleppbootes „Heinrich“ (Duisburg).

Fig. 321 und 322.



1891 bei der Firma Bürgerhout in Rotterdam gebaut, hatte eine Cylinderausbesserung in Homberg erfahren.

Bei der Probefahrt trat der Unfall ein (Zeitschrift des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine 1892, S. 59).

Die Bruchlinien sind in Fig. 321 eingetragen und zeigen ebenfalls diagonalen Verlauf.

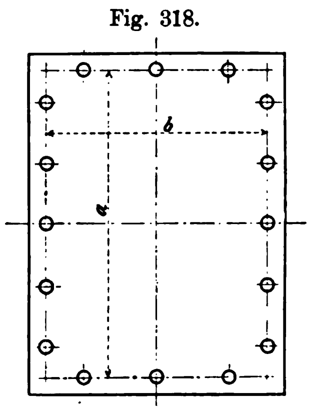
Wird der Deckel mit ausreichender Näherung als quadratisch aufgefasst, d. h. $a = b = 70$ cm gesetzt, so findet sich, da

$$\Theta = 1004 \text{ (Diagonalschnitt)}, \qquad e_1 = 5{,}88 \text{ cm}, \qquad z_0 = 2{,}03 \text{ cm},$$

teurs[1]) es war, welche ihn in den Jahren 1889 und 1890 veranlasste, die Frage der thatsächlichen Anstrengung ebener Platten durch Versuche soweit klar zu stellen, dass im Vereine mit den Ergebnissen seiner früheren Versuche über den Einfluss der Querschnittsform, der Gusshaut u. s. w. auf die Biegungsfestigkeit des Gusseisens (S. 36) eine Beurtheilung der Inanspruchnahme möglich wurde.

Wie in der Arbeit „Elasticität und Festigkeit" 1889/90, S. 361 u. f., 1894, S. 416 u. f. auf dem Wege der Ueberlegung ermittelt, steht der Bruch einer solchen Platte, Fig. 318, angenähert nach der Diagonale zu erwarten. Später angestellte Versuche (vergl. z. B. S. 371, bezw. 425 u. 426, sowie Taf. 14 a. a. O.) haben gezeigt, dass dieser Verlauf der Bruchlinie der Wirklichkeit auch entspricht. Die in der Fussbemerkung besprochenen Unfälle (Fig. 319 bis 322) thun das Gleiche. Hiernach darf der Deckel, Fig. 318, unter Einführung eines durch Versuche zu ermittelnden Berichtigungskoeffizienten als ein nach der Diagonale eingespannter Stab betrachtet werden, welcher belastet ist:

Fig. 318.



a) durch die auf die Innenfläche des Deckels von der Grösse 0,5 $a\,b$ wirkende Flüssigkeitspressung p,

b) durch die Widerstandskraft der Schrauben von der Grösse 0,5 $a\,b\,p$.

Dabei ist vorausgesetzt, dass die Abdichtung sehr nahe an den Schrauben stattfindet. Trifft diese Voraussetzung nicht zu, so tritt zu den beiden, die Platten belastenden Kräften noch eine dritte, welche in der Dichtungsfläche angreift (Widerlagsdruck) und deren Grösse auch den Werth der unter b angeführten Kraft vermehrt,

---

somit

$$K_b = \mu_0\,K_z \sqrt{\frac{e_1}{z_0}} = K_z \sqrt{\frac{5,88}{2,03}} = 1,7\,K_z,$$

$$\frac{1}{12}\,70^3\,p \sqrt{\frac{1}{2}} = \mu\,.\,1,7\,K_z\,\frac{1004}{5,88},$$

woraus mit $\mu = 1$ und $K_z = 1200$ folgt

$$p = 15,3\ \mathrm{kg/qcm},$$

d. h. es war der Bruch bei einer Dampfpressung von 15,3 kg Ueberdruck zu erwarten.

Belastet werden durfte der Deckel nach dem unter Ziff. 1 Erörterten ($k_z = 240$) höchstens mit einem Dampfüberdruck von rund 3 kg. Dabei ist vorausgesetzt, dass erhebliche Gussspannungen im ursprünglichen Zustande nicht vorhanden waren, welche Voraussetzung bei der vorliegenden Form kaum erfüllt gewesen sein dürfte, ferner, dass das Material zähes Gusseisen war und dass zur Erzielung der Abdichtung es nicht nothwendig wurde, die Schrauben so scharf anzuziehen, dass durch das Vorhandensein des Hebelarmes x, Fig. 322 (Abstand der Dichtungsfläche von den Schrauben), eine bedeutende Steigerung der Biegungsinanspruchnahme stattfand.

Die beiden Unfälle bekunden deutlich die Nothwendigkeit, darauf zu achten, dass im Schieberkasten des Niederdruckcylinders unter Umständen der volle Dampfdruck eintreten kann, sowie dass die Widerstandsfähigkeit von Schieberkastendeckeln und ähnlichen Wandungen rechnungsmässig bestimmt und dass da, wo das Gusseisen mit Rücksicht auf die Verhältnisse nicht widerstandsfähig genug erscheint, zu zähem Stahlguss oder zu schmiedbarem Material gegriffen werden muss.

[1]) Ueber diesen Punkt vergleiche auch des Verfassers Vortrag, gehalten auf der 21. Abgeordneten- und Ingenieurversammlung des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine in Nürnberg, 16. und 17. Juni 1892 (Protokoll dieser Versammlung S. 83 u. f., oder auch Zeitschrift dieses Verbandes 1893, S. 1 u. f.).

wie dies S. 523 u. f. für Cylinderdeckel erörtert worden ist. Bis zu einem gewissen Grade ist dieser zusätzlichen Inanspruchnahme allerdings schon Rechnung getragen dadurch, dass unter a die gedrückte Fläche bis zu den Schraubenmitten sich erstreckend angenommen wurde, während sie nach Massgabe der Fig. 307, S. 523, statt $0{,}5\,ab$ nur die Grösse $0{,}5\,(a - 2\,x)\,.\,(b - 2\,x)$ besitzt.

Nach S. 365 (1889/90), bezw. 421 (1894) der „Elasticität und Festigkeit" beträgt alsdann das biegende Moment für den diagonal genommenen Bruchquerschnitt

$$M_b = \frac{1}{12}\,\frac{a^2\,b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}}\,p.$$

Bedeutet nun

Θ das Trägheitsmoment des bezeichneten Querschnitts auf die Breite $\sqrt{a^2 + b^2}$,

e_1 den Abstand der am stärksten beanspruchten Faser des Querschnitts von der in Betracht kommenden Hauptachse des Letzteren,

k_b die zulässige Biegungsanstrengung des Materials, nach Massgabe der Gl. 137 (S. 36) abhängig von der Querschnittsform,

so findet sich mit dem Berichtigungskoeffizienten μ (vergl. S. 31)

$$M_b = \frac{1}{12}\,\mu\,\frac{a^2\,b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}}\,p = k_b\,\frac{\Theta}{e_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 511$$

Der Berichtigungskoeffizient μ ist, da sich die Auflagerung der Platte mehr dem Zustande des Freiaufliegens, als demjenigen des Eingespanntseins nähert, nach S. 33 zu wählen

$$\mu = 1 \text{ bis } {}^9/_8,$$

der Werth μ_0, von dem k_b abhängt, nach S. 37

$$\mu_0 = 1 \text{ bis } 1{,}1,$$

sofern die am stärksten angestrengten Fasern der Gusshaut angehören. Ist diese infolge Bearbeitung nicht mehr vorhanden, so kann μ_0 nach dem S. 37 Bemerkten entsprechend höher in die Rechnung eingeführt werden. Im Sinne des Zweckes unserer Festigkeitsrechnungen liegt es, μ und μ_0 eher etwas zu klein, als zu gross anzunehmen.

Bei Wahl von k_z ist namentlich im Falle des Vorhandenseins von äusseren Rippen, wie z. B. bei den Deckeln Fig. 319 bis 322 zu beachten, dass im Betriebe die inneren (gedrückten) Fasern des Deckels eine höhere Temperatur besitzen werden, als die äussersten Rippenfasern, besonders beim Einlassen des Dampfes in den kalten Schieberkasten oder auch während des Beharrungszustandes dann, wenn die Rippen der abkühlenden Luft ausgesetzt sind. Dieser — nach Wissen des Verfassers bisher unbeachtete — Temperaturunterschied ruft schon von sich aus eine Zugspannung der äussersten Rippenfasern wach, wirkt also auf eine Erhöhung der rechnungsmässig ermittelten Anstrengung hin. Unter diesen Umständen empfiehlt es sich — selbst unter Befolgung der zur Erzielung dichten Gusses und zu möglichster Fernhaltung von Gussspannungen geeigneten Vorsichtsmassregeln — nicht, für k_z einen höheren Werth als etwa 200 bis 250 kg zu nehmen, wenn für p die grösste Betriebsspannung in die Rechnung eingesetzt wird.

Rippen so anzuordnen, dass sie bei der Biegung auf der gezogenen Seite liegen, wie z. B. bei den Fig. 319 bis 322, ist **grundsätzlich** fehlerhaft: einmal mit Rücksicht auf den Einfluss **des eben erwähnt-**

Temperaturunterschiedes, besonders aber auch deshalb, weil sich dann für den Faserabstand e_1, welcher in der Gl. 511 stark einflussnehmend auftritt, ein verhältnissmässig grosser Werth ergiebt. Unter Umständen findet sich, dass eine einfache rechteckige Platte von dem gleich grossen Querschnitt, wie eine aussen gerippte widerstandsfähiger ist, als diese. Verhältnissmässig weniger ungünstig gestaltet sich die Widerstandsfähigkeit bei der Konstruktion Fig. 323; namentlich ist hier die Nullachse nicht so ungünstig gelegen wie bei den Querschnitten Fig. 320 und 322.

Dass überdies die Dichtheit des Gusses da, wo die Rippen an die Platte anschliessen, häufig zu wünschen übrig lässt, ist eine bekannte Sache.

Rippen sind — sofern man überhaupt sich zu solchen entschliesst — bei gusseisernen Deckeln nur dann kräftig wirksam, wenn sie innen angeordnet werden, sodass den gezogenen Fasern der kleinere und nicht der grössere Schwerpunktsabstand zukommt, wie z. B. Fig. 324 erkennen lässt. Im Allgemeinen verdienen gewölbte Deckel den Vorzug (s. ausser Fig. 324 z. B. Fig. 268 und 269, Taf. 38). Bei grossen Abmessungen, hohen Pressungen, greift man zweckmässigerweise auch zum Hohlguss, oder ersetzt Gusseisen durch zähen Stahlguss oder geschmiedetes Material. Unter allen Umständen ist den natürlichen und den durch die Temperaturunterschiede entstehenden Gussspannungen, sowie den etwaigen Hebelarmen, an welchen die Schraubenkräfte gegenüber der Abdichtungsfläche, die den Widerlagsdruck giebt, wirken, jeweils die nöthige Beachtung zu schenken. (In letzterer Hinsicht vergl. das S. 523 u. f. Bemerkte.)

Fig. 323.

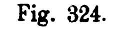
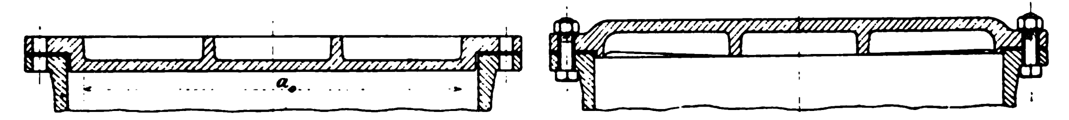


Fig. 324.



Ausser der Gl. 511 muss naturgemäss bei zusammengesetzten Querschnitten auch die Forderung befriedigt sein, dass nicht ein einzelnes Wandstück zum Bruche gelangt. Beispielsweise würde bei dem Deckel Fig. 323, im Falle Rippen nicht vorhanden wären, die Gefahr vorliegen können, dass die mittlere Platte von der Länge a_0 zunächst für sich in der Mitte zum Bruche gelangt. Dieser mittlere, mit Annäherung als am Umfange eingespannt zu betrachtende Theil müsste alsdann nach Gl. 134, S. 33, die Stärke

$$h \geqq \frac{b_0}{2} \sqrt{\frac{3}{4} \frac{2}{1 + \left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2} \frac{p}{k_b}}$$

besitzen, worin b_0 die kurze Seite dieses mittleren ebenen Theiles des Deckels bedeutet und k_b nach Massgabe der S. 37 für rechteckigen Querschnitt gemachten Angaben zu wählen ist (bei vorhandener Gusshaut 280 bis höchstens 350 kg).

Hinsichtlich der Stärke der Flansche des Deckels ist das S. 526 Bemerkte zu berücksichtigen; ebenso hinsichtlich der Bedingung, die erfüllt sein muss, wenn die Dichtung bis über die Schrauben nach aussen reicht, wie im Falle der Fig. 323 und 324.

In Bezug auf die Schrauben, welche zur Befestigung des Deckels dienen, ist es von Wichtigkeit, im Auge zu behalten, dass sich der Gesammtdruck auf den Deckel nicht gleichmässig auf alle Schrauben vertheilt. Die in der Regel stillschweigend gemachte Annahme der gleichmässigen Vertheilung ist nur zulässig für kreisförmige Oeffnungen, nicht aber für elliptische und rechteckige. Hier erhalten — eine ebene Platte vorausgesetzt — diejenigen Schrauben, welche dem Schwerpunkte der überdeckten Fläche (dem Punkte, in welchem der Gesammtdruck angreifend gedacht werden kann) am nächsten liegen (im Falle der Fig. 318 die Schrauben in den Mitten der langen Seiten), eine grössere Belastung, als die weiter davon abstehenden. Diese vom Verfasser bei seinen Versuchen mit rechteckigen Platten experimentell festgestellte Ungleichförmigkeit der Druckvertheilung[1]) hat den internationalen Verband der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine i. J. 1891 veranlasst, für Verschraubungen im Kesselbau zu empfehlen, die Zugkraft P der am stärksten belasteten Schraube einer Flanschenverbindung zu bestimmen aus

$$P = \frac{Q\,t}{2\,\pi\,e}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 512$$

worin bedeutet

Q den Gesammtdruck auf die belastete Fläche (Ellipse oder Rechteck),

t die Schraubentheilung,

e den geringsten Abstand der Schrauben vom Schwerpunkte der belasteten Fläche[2]).

Dabei ist vorgesehen, dass der Kerndurchmesser d_1 der Schraube unter der Voraussetzung guter Beschaffenheit derselben und des Dichtungsmaterials, sowie sachgemässer Bearbeitung der Flächen aus

$$d_1 = 0{,}045 \sqrt{P} + 0{,}5^{\text{ cm}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 513$$

ermittelt werde.

Durch Anordnung von Rippen u. s. w. lässt sich diese Ungleichmässigkeit der Druckvertheilung auf die Schrauben vermindern, oder auch vermehren.

Ueber die Berechnung der Flanschenschrauben, auch für Schieberkastendeckel giltig, findet sich S. 542 u. f. das Nähere angegeben. (Vergl. auch S. 552, sowie S. 526.)

B. Röhren.

Die Stoffe, aus denen Röhren gefertigt werden, sind: Gusseisen, Schweiss- und Flusseisen, Stahl, Kupfer, Messing und sonstige Legirungen, Blei (Zinn), Holz, Asphalt- oder Theerpappe, Stein, Cement, Steinzeug u. s. w. Zu den Maschinenelementen können nur diejenigen Röhren gezählt werden, welche aus Metall oder aus Legirungen bestehen, weshalb sich die nachstehende Besprechung auch nur auf solche Röhren erstrecken wird[3]).

---

[1]) S. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, Fig. 13 auf S. 1140, Fussbemerkungen auf S. 1106 linke Spalte und S. 1144 rechte Spalte, oder auch „Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten“ u. s. w. S. 61, S. 87 u. S. 103. oder auch „Elasticität und Festigkeit“ 1894, S. 427.

[2]) Hamburger Normen 1891, S. 5. Die Beziehung 512 wurde von Abel angegeben.

[3]) Eine besondere Art von Röhren bilden die Schläuche. Sie finden sich nebst ihren Verbindungen, den Schlauchkupplungen, behandelt in des Verfassers Arbeit: „Die Konstruktion der Feuerspritzen“, Stuttgart 1883, S. 3 u. f.

I. Röhren von Gusseisen.

Diese Röhren werden stehend oder liegend gegossen. Die letztere Darstellungsweise ist die ältere und liefert ein weniger vollkommenes Erzeugniss.

Der Kern liegend eingeformter Röhren biegt sich unter dem Eigengewicht zunächst nach unten durch, während des Einströmens des flüssigen Eisens infolge des Auftriebes desselben nach oben. Schon aus diesem Grunde wird die Wandstärke in der Regel verschieden gross ausfallen müssen, ganz abgesehen von der Wahrscheinlichkeit des Kernverlegens oder Kernverschiebens. Die Beseitigung dieses Uebelstandes durch Einlegen von Kernstützen ist den erwähnten Kräften gegenüber nicht vollständig möglich; ausserdem aber pflegt die Kernstütze nicht immer mit dem Gusseisen zu verschweissen, sodass jede solche Kernstützenstelle zu einer Undichtheit führen kann; ein Umstand, welcher sich besonders bei hohen Pressungen bemerklich macht. Zu diesen Nachtheilen liegend gegossener Röhren tritt noch der weitere, dass die beim Giessen sich entwickelnden Dämpfe und Gase schneller senkrecht als wagrecht entweichen, sodass liegend geformte Röhren durchschnittlich poröser ausfallen müssen. Ueberdies muss die Dichtheit stehend gegossener Hohlcylinder, bei denen die einzelnen Theile unter dem Druck einer von unten nach oben abnehmenden Eisensäule stehen, eben infolge dieses Druckes (unten 2 bis 3 Atmosphären bei 3 bis 4 ^{m} Rohrlänge) eine weiter gehende, grössere sein, als bei liegend gegossenen. Dass das stehend gegossene und daher gussnahtfreie Rohr auch des Aussehens wegen den Vorzug verdient, liegt auf der Hand.

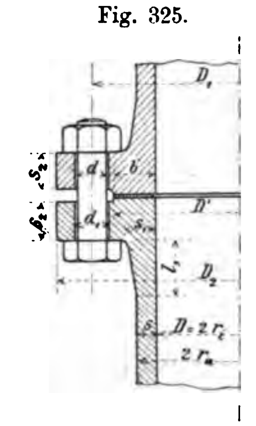
Unter diesen Umständen ist es nur ein sachgemässes Verfahren, wenn die Giessereien, welche sich insonderheit mit der Erzeugung von Röhren befassen, diese stehend giessen.

Die Art der Verbindung je zweier Röhren trennt dieselben in zwei Hauptgruppen: in Flanschen- und in Muffenröhren.

1. Flanschenröhren.

Fig. 325 zeigt die Verbindung zweier Flanschenröhren. Mittelst Schrauben werden die beiden bearbeiteten Stirnflächen, das Dichtungsmaterial zwischen sich, gegen einander gepresst. Um nicht die ganze Stirnfläche der Flansche bearbeiten zu müssen, giebt man derselben eine Arbeitsleiste. Zur Sicherung der Lage der Dichtung gegenüber der radial auswärts wirkenden Flüssigkeitspressung dient es, in die Dichtungsflächen der Flanschen zwei oder drei kleine Nuthen einzudrehen, in welche sich das Dichtungsmaterial eindrückt. (S. dieselben in den Fig. 359 und 360, S. 552.)

Fig. 325.



Die Art des abdichtenden Stoffes hängt im Allgemeinen von der Flüssigkeit ab, welche in den Röhren enthalten ist. Verwendung finden: Gummi, Pappe mit Mennige, Blei, Asbestpappe u. s. w. am besten in Form von Scheibenringen, auch Bindfaden mit Mennigkitt u. s. f. Zur Erhöhung der Festigkeit erhält der Gummi Hanfein- oder Hanfumlagen, auch wohl Einlagen von feinem Drahtgeflecht u. s. w.

Da bei steigender Flüssigkeitspressung die Gefahr wächst, dass der Dichtungsring nach aussen gedrückt, zerrissen oder sonst beschädigt wird und infolgedessen aufhört abzudichten, so darf die Höhe (Stärke) der Dichtungsscheibe nur eine mässige sein: durchschnittlich etwa 2 ^{mm} nicht überschreiten. Der bezeichneten Gefahr lässt sich entgegenwirken durch die Konstruktion Fig. 326. Hier liegt das Dichtungsmaterial vertieft und wird durch den äusseren Rand am Entweichen gehindert. Je nach seiner Beschaffenheit, sowie je nach den in Betracht kommenden Abmessungen und Verhältnissen tritt bei Fig. 325 die Gefahr der mehr oder minder vollständigen Aufhebung der Abdichtung bei niederer oder höherer Pressung ein. Durchschnittlich pflegt bei Pressungen von 10 $^{kg}/_{qcm}$ schon die Erwägung am Platze zu sein, ob nicht die Anordnung nach Fig. 326 zu treffen ist. Dieselbe hat allerdings des eingreifenden Randes wegen den Nachtheil, dass das Aus- und Einbauen von Röhren aus bereits bestehenden Leitungen, bezw. in solche erschwert ist.

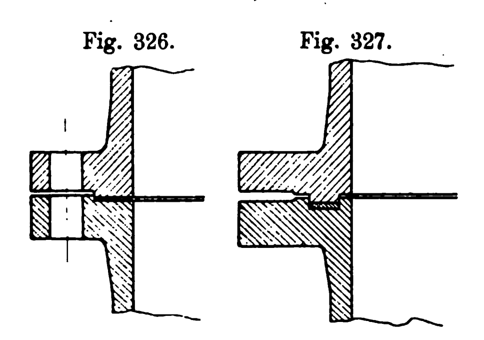


Fig. 326. Fig. 327.

Um das Dichtungsmaterial vom Eintritt in das Rohrinnere ab- und so Verengungen u. s. w. fernzuhalten, greift man wohl auch zur Konstruktion Fig. 327. Für hohe Pressungen, wie sie bei Verwendung von Druckwasser zum Betrieb hydraulischer Hebezeuge u. s. w. vorkommen, hat die Abdichtung nach Fig. 328 Aufnahme gefunden unter Verwendung von Rundgummiringen als Dichtungsmaterial. Um den erwähnten Uebelstand, der mit der Anordnung eines eingreifenden Randes an der Stirnfläche verbunden ist, zu vermeiden, haben Haniel & Lueg die Einrichtung Fig. 329 getroffen[1]).

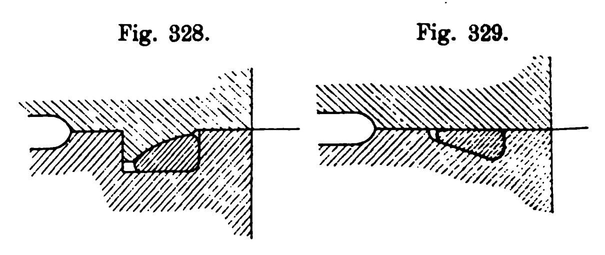


Fig. 328. Fig. 329.

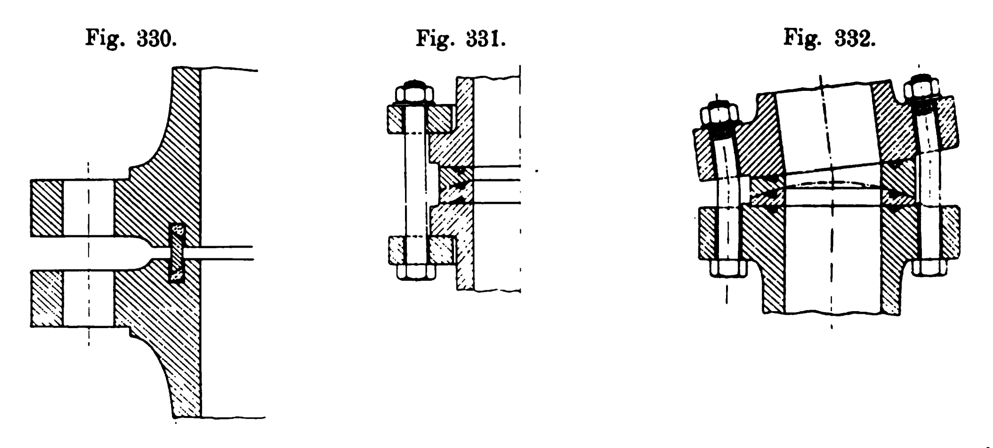
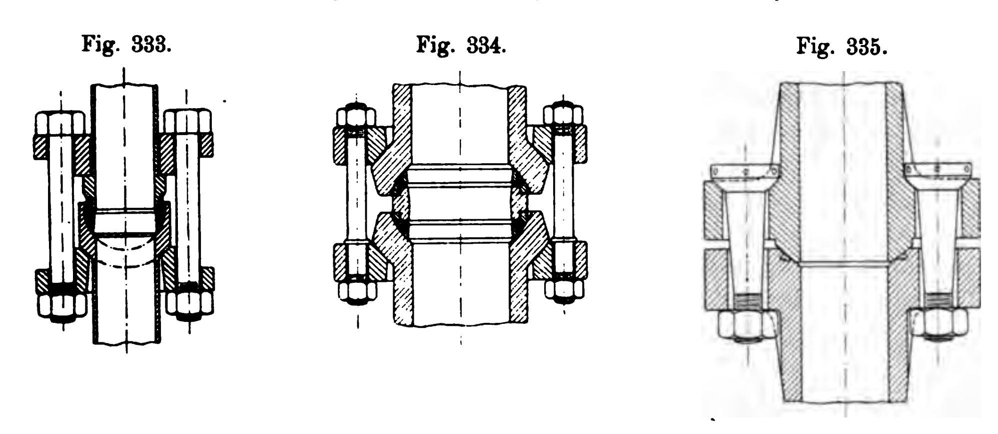


Fig. 330. Fig. 331. Fig. 332.

Weiter hierher gehörige Verbindungen für Röhren mit hohem Druck zeigen: Fig. 330 (Sander, D. R.-P. Nr. 61607) gestattet eine gewisse, wenn auch nur be-

[1]) Ernst, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 542.

schränkte Abweichung der beiden Rohrachsen und schützt das Dichtungsmaterial gegen Auspressen; die Verbindungen Fig. 331 und 332 (Haniel & Lueg, D. R.-P. Nr. 59266) gewähren eine grössere Beweglichkeit, führen aber (Fig. 332) zu einer recht bedenklichen Biegungsbeanspruchung der Schrauben. Davon frei sind die Konstruktionen C. Hoppe's, Fig. 333 und 334 (D. R.-P. Nr. 36798). Der innere Theil


Fig. 333. Fig. 334. Fig. 335.

der Flanschen besteht aus zwei Theilen, welche durch einen warm aufgezogenen Ring zusammengehalten werden. Weniger vollkommen, aber einfacher erscheint Fig. 335 (C. Hoppe, D. R.-P. Nr. 42126).

In Bezug auf die Abmessungen der Röhren ist Folgendes zu bemerken.

In den meisten Fällen der Verwendung verlangen Rücksichten auf die Herstellung der Röhren, auf die Behandlung derselben beim Transport und bei der Legung, sowie auf die zusätzlichen Beanspruchungen durch Temperaturunterschiede (Dampfleitungen), durch äussere Kräfte, namentlich wenn es sich um in die Erde gebettete Röhren (um gleichmässige Auflage, Bodensenkung u. dergl.) handelt u. s. w., eine grössere Wandstärke als Gl. 124, S. 30, liefert, die lediglich die innere Flüssigkeitspressung ins Auge fasst. Infolgedessen sind für gewöhnlich die bezeichneten Rücksichten massgebend. Naturgemäss erweisen sich dieselben um so einflussreicher, je geringer der Rohrdurchmesser ist, weshalb Regeln für die Wandstärken, welche durch die Erfahrung als nöthig und ausreichend angegeben werden, eine bedeutende Zuschlagsgrösse enthalten müssen. Wir setzen

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{60} + 7^{mm}, \text{ für stehend gegossene Röhren,} \\ s &= \frac{D}{50} + 9^{mm}, \text{ für liegend gegossene Röhren,} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; 514$$

sofern der Betriebsdruck 10^{kg}, der Prüfungsdruck $20^{km}/_{qcm}$ nicht überschreitet und sofern die Leitung erheblichen Temperaturunterschieden nicht ausgesetzt ist. Trifft letztere Voraussetzung nicht zu, wie z. B. für viele Dampfleitungen, so empfiehlt sich bei Rohrweiten von etwa 100^{mm} an eine Vergrösserung der aus Gl. 514 berechneten Werthe von s um $^1/_8$ bis $^1/_4$. Aehnliches gilt für die Röhren solcher Leitungen, welche besonderen schädigenden Einflüssen ausgesetzt sind. Andererseits können Röhren, in welchen nur ein geringer Druck herrscht, wie z. B. die Röhren namentlich der Gas-, Windleitungen u. s. w., schwächer gehalten werden.

Röhren für hohen Druck, wie sie zu den Leitungen für Druckwasser erforder-

lich werden, berechnen wir unter Bezugnahme auf das oben Bemerkte nach Gl. 124 unter Hinzufügung eines Zuschlags von 7^{mm}, wenn stehend gegossen, d. h. nach

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}} + 0{,}7, \quad \ldots\ldots \quad 515$$

und gehen, sofern für p_i der grösste Betriebsdruck gesetzt wird, hierbei mit k_z über 200^{kg} nur dann hinaus, wenn besondere Veranlassung hierzu nöthigt (vergl. auch die beiden Fussbemerkungen S. 522).

Liegend gegossene Röhren sollten eine den zu erwartenden Ungleichmässigkeiten in der Wandstärke, wie auch in der Dichtheit des Gusses entsprechend grössere Wandstärke erhalten.

Die Anzahl i der Verbindungs- oder Flanschenschrauben soll der Bequemlichkeit wegen bei der Legung und der allgemeinen Verwendbarkeit der Röhren mit gebohrten Flanschen eine gerade sein und wenn möglich nicht unter 4 betragen. Im Uebrigen ist dann die Zahl dadurch bestimmt, dass die Entfernung je zweier Schrauben nicht mehr als etwa 160^{mm} sein soll. Je grösser diese Entfernung, um so stärker müssen die Flanschen ausfallen, da sie sich sonst unter dem Einflusse starken inneren Druckes durchbiegen und die Flüssigkeit entweichen lassen (vergl. Fig. 358, S. 552). Je stärker die Flanschen sind, um so mehr wächst andererseits die Wahrscheinlichkeit porösen Gusses da, wo sich die schwächere Röhrenwand an die Flansche anschliesst. Den ausgesprochenen Forderungen entsprechen für

$d =$ 40 bis 125,	150 bis 225,	250 bis 300,	325 bis 400,	425 bis 500,	
$i =$ 4	6	8	10	12	
$d =$ 550,	600,	650 bis 700,	750 bis 800,	900,	1000^{mm}
$i =$ 14	16	18	20	22	24 Schrauben.

Es wird die Regel befolgt, in der Vertikalebene der Rohrachse keine Schraube anzuordnen.

Die Schraubenstärke d soll nicht unter 13^{mm} betragen; sonst ist sie nach den Gl. 166, bezw. 165 unter Berücksichtigung des Umstandes zu bestimmen, dass die Muttern von vornherein genügend stark angezogen werden müssen, damit unter Einwirkung des Flüssigkeitsdruckes eine Trennung der abdichtenden, sich mit Pressung gegen einander legenden Flächen nicht eintritt, die Abdichtung also gesichert bleibt. Dies kommt darauf hinaus, dass die Schrauben stärker angestrengt werden, als der Belastung durch den inneren Ueberdruck entspricht[1]). Demgemäss kann diese Rück-

---

[1]) Zur Beurtheilung, welches Mehr an Anstrengung hierdurch entstehen kann, werde folgende Betrachtung angestellt.

Es sei mit Bezugnahme auf Fig. 325, S. 539

$$P = \frac{\frac{\pi}{4}\left(\frac{D + D'}{2}\right)^2 p_i}{i}$$ die Kraft, welche die einzelne Schraube lediglich infolge der Flüssigkeitspressung p_i (Ueberdruck) zu übertragen haben würde,

P_0 die Kraft, mit welcher die einzelne Schraube durch Anziehen der Mutter vor Eintritt des Flüssigkeitsdruckes — also von vornherein — angespannt wird.

Je nach dem Verhältniss der Elasticität des von den Schrauben zusammengepressten Körpers (hier die beiden Flanschen und die Dichtungsscheibe) zu derjenigen der Schrauben erweist sich der Einfluss von P_0 auf die Anstrengung der Schraube verschieden gross.

1. Die Höhe der als elastisch vorausgesetzten Dichtungsscheibe (Fig. 325 u. f.) sei eine solche, dass die Zusammendrückbarkeit der zwischen Schrauben-

sichtnahme durch Herabsetzung der am bezeichneten Orte angegebenen Koeffizienten geübt werden. Wir entscheiden uns für Herabsetzung um etwa ein Viertel, sodass also beispielsweise mit der letzten der Gl. 166 folgen würde

$$i \,.\, 900\, d^2 = \frac{\pi}{4}\left(\frac{D + D'}{2}\right)^2 p_i = \frac{\pi}{4}(D + b)^2 p_i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 516$$

worin d in engl. Zollen, der innere Ueberdruck p_i in $^{kg}/_{qcm}$ zu setzen ist, sofern D', D und b in cm ausgedrückt werden. Als kleinster Werth von p_i ist 5 einzuführen. Hierbei kann zum Zwecke der Berechnung von d die Breite b durch Schätzung zu $\frac{D}{50} + 20^{mm}$ bis $\frac{D}{50} + 25^{mm}$ angenommen werden.

Erhebliche Biegungsbeanspruchung der Schrauben (vergl. S. 523 u. f., sowie S. 515 und 516) sind in Gl. 516 nicht eingeschlossen.

Da für grössere Rohrdurchmesser d ziemlich bedeutend ausfällt, so kann eine Verminderung als wünschenswerth erscheinen. Dieselbe lässt sich dadurch erreichen, dass auf Herstellung der Schrauben ganz besondere Sorgfalt verwendet wird. Dann darf von den Gl. 165 ausgegangen und mit Rücksicht darauf, dass stärkere Schrauben ohnehin etwas mehr belastet werden können, an Stelle der Koeffizienten 225, bezw. 1500 daselbst eine um etwa 10% vergrösserte Zahl gesetzt werden. Geht man noch erheblich darüber hinaus, so muss man vorkommendenfalls die Folgen hiervon auch tragen.

Der Durchmesser d_1 der Schraubenlöcher soll etwas grösser als der Bolzendurchmesser d sein, etwa

$$d_1 = 1{,}1\, d.$$

Die Stärke s_1, mit welcher sich die Rohrwandung auf die Strecke l_1 = etwa 5 $(s_1 - s)$ an die Flansche anschliesst, kann gleich d gewählt werden.

Für die Flanschenstärke s_2 genügt unter Einhaltung der oben gemachten Angaben bezüglich der Schraubenentfernung

$$s_2 = \frac{5}{4}\, d.$$

Der Schraubenlochkreisdurchmesser D_1 ergiebt sich aus der Annahme, dass der Spielraum zwischen Mutter und Rohrwandung $\frac{d}{4}$ betrage, zu

$$D_1 = D + 2 s_1 + 2 d + 2\, \frac{d}{4} = D + 4{,}5\, d.$$

---

kopf und Mutter gelegenen Körpertheile sehr gross erscheint im Vergleiche zur Dehnung, welche die Schraube erfährt.

Unter dieser Voraussetzung kann alsdann die Schraube mit Annäherung als unelastisch gegenüber den beiden Flanschen mit dazwischen liegender Dichtungsscheibe (Gummi) angesehen werden.

Nachdem die Schrauben durch Anziehen der Muttern je mit P_0 gespannt worden sind, entspricht die Pressung zwischen den Dichtungsflächen der Kraft P_0. Wenn nun jetzt die Flüssigkeitspressung p_i eintritt, so wird die hierdurch bedingte Verlängerung der als normal belastet gedachten Schraube nur ganz gering sein im Verhältniss zur elastischen Nachgiebigkeit der Flanschen mit dazwischen liegender Dichtung. Infolgedessen nimmt die Kraft, mit welcher die Dichtungsscheibe gegen die Flanschen presst, nur wenig ab, sie bleibt also nahezu die gleiche, wie vor Einwirkung des Flüssigkeitsdruckes; somit erscheint die Schraube jetzt belastet durch

$$P_0 + P.$$

Der Flanschendurchmesser D_2 folgt unter der Voraussetzung, dass die Mutter um $\frac{d}{4}$ von dem Flanschenumfang zurückstehe, aus

$$D_2 = D_1 + 2\,d + 2\,\frac{d}{4} = D + 7\,d.$$

Die für D_1 und D_2 erhaltenen Werthe sind entsprechend abzurunden.

Für die Breite b der Arbeits- oder Dichtungsleisten genügt im Falle

der Fig. 325 $\qquad b = \frac{3}{2}\,d,$

der Fig. 326 $\qquad b = \frac{5}{4}\,d = s_2.$

Wenn die Dichtung gesichert sein soll, muss P_0 um einen ausreichenden Betrag grösser als Null sein. Wählen wir, wie S. 543 oben behufs Ermittlung der Schraubenstärke geschehen ist,

$$P = \frac{3}{4}\left(P_0 + P\right),$$

so ergiebt sich

$$P_0 = \frac{1}{3}\,P,$$

was bei entsprechender Beschaffenheit der Dichtungsflächen der Flanschen im Allgemeinen ausreichen dürfte.

Die wegen ihrer verhältnissmässigen Kleinheit im Vorstehenden vernachlässigte Elasticität der Schraube wird — jedenfalls zu einem Theile — ausgeglichen dadurch, dass die Flüssigkeit, indem sie in radialer Richtung auf die innere Mantelfläche der Dichtungsscheibe drückt (vergl. z. B. Fig. 325, 326, 328), die Kraft etwas steigert, mit welcher die Stirnflächen der Scheiben gegen die Flanschen pressen. Diese Steigerung wird bis zu einer gewissen Grenze hin verhältnissmässig um so mehr betragen, je höher die Dichtungsscheibe ist.

Würde man die Muttern von vornherein mit $P_0 > P$ anziehen, so müsste die Belastung der Schrauben nach Eintritt des Flüssigkeitsdruckes das Doppelte von P überschreiten. Hieraus erhellt, dass es sich bei stark elastischer Dichtung empfiehlt, die Schrauben von vornherein nicht zu kräftig anzuspannen. Wird dieser Umstand nicht beachtet und gesellt sich in solchem Falle zu $P_0 + P$ noch eine erhebliche, mit Eintritt von $P(p_i)$ wachsende Biegungsbeanspruchung der Schrauben (vergl. Fig. 308, S. 523 u. f., Fig. 359, S. 552, sowie das zu Fig. 304 und 305, S. 315 Bemerkte), so werden eintretende Brüche von Schrauben, die durch P allein entfernt nicht als überlastet erscheinen, leicht erklärlich. Nachdem Verfasser erst in den letzten Tagen sich mit einer Explosion zu beschäftigen hatte, bei welcher ein mit 34 Schrauben von 21 mm Durchmesser befestigter Deckel (Stärke der nur innerhalb der Schrauben liegenden quadratischen Gummidichtung im ursprünglichen Zustande 16 mm, $p_i = 6$ kg/qcm) durch Brechen sämmtlicher Schrauben fortgeschleudert worden war, glaubt er, auf diese Verhältnisse besonders aufmerksam machen zu sollen.

2. Die elastische Zusammendrückung des mittelst der Schraube verbundenen Körpers ist sehr gering gegenüber der Dehnung der Schraube.

Wie in der Fussbemerkung am Schlusse von S. 109 dargelegt ist, entspricht hier die Pressung in den Berührungsflächen nach Eintritt von P der Kraft

$$P_0 - P.$$

Soll in derartigem Falle eine Trennung der Berührungsflächen vermieden werden, so muss $P_0 > P$ gewählt werden. Hier müssen demnach die Muttern von vornherein viel stärker angezogen werden, wie im Falle Ziff. 1. Dabei erreicht dann aber auch die zusätzliche Belastung der Schrauben (im Betriebe) die Grösse $P_0 + P$ nicht, wie im Falle Ziff. 1, sondern sie bleibt P_0.

3. Bei einer Sachlage, welche sich erheblich von den beiden Grenzfällen entfernt, die unter Ziff. 1 und 2 behandelt worden sind,

kann schätzungsweise Beurtheilung stattfinden, wobei dann von den unter Ziff. 1 und 2 gefundenen Ergebnissen auszugehen ist. Die rechnerische Verfolgung, hinsichtlich welcher auf die Fussbemerkung S. 106 u. f. verwiesen werden darf, begegnet in der Regel bedeutenden Schwierigkeiten, falls die thatsächlichen Verhältnisse ausreichend berücksichtigt werden sollen.

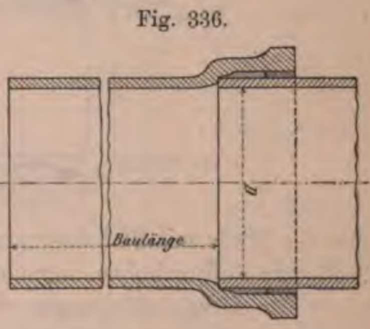
Die Höhe der Leisten ist mit 3 mm bis 6 mm je nach dem Durchmesser des Rohres reichlich bemessen.

Von dem Vereine deutscher Ingenieure und dem Vereine der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands sind Normalien für gusseiserne Röhren und für die Baulängen der Absperrschieber aufgestellt und 1882 einer Durchsicht unterworfen worden, wobei ein Betriebsüberdruck bis zu 10 $^{kg}/_{qcm}$ zu Grunde gelegt wurde. Ueber die vereinbarten Abmessungen giebt die Zusammenstellung S. 549 nebst Fig. 339 daselbst Auskunft.

2. Muffenröhren.

Die gewöhnliche Verbindung zweier Muffenröhren für Gas- und Wasserleitungen zeigt Fig. 336. Zunächst werden die beiden Röhren koncentrisch und so in einander gesteckt, dass das cylindrische Rohrende den Grund der Muffe berührt. Hierauf wird ein mit Theer getränktes Hanfseil in Windungen zwischen Muffe und Rohr eingebracht und mittelst Setzeisen und Hammer fest eingetrieben, dann die Stirnfläche des gebliebenen hohlcylindrischen Raumes durch einen Thonring, der im Innern ein Seilstück enthalten kann, bis auf eine oben befindliche Oeffnung verschlossen. Durch dieselbe erfolgt nun das Eingiessen flüssigen Bleies stetig, bis der Raum ganz ausgefüllt ist. Nach dem Erstarren des Bleies wird dasselbe mittelst Hammer und Setzeisen verstemmt.

Fig. 336.



Auf Trockenheit der Wandungen des auszugiessenden Hohlraumes ist mit Sorgfalt zu achten, da sonst das eintretende Spritzen des Bleies nicht bloss ungenügende Dichtung liefert, sondern auch Gefahr für die Arbeiter in sich birgt.

Nach Salbach ist statt des Theerseiles zunächst eine Lage gut geflochtenen, mit Leinöl getränkten Hanfgarnes, dann eine zweite Lage getheerten und gesponnenen Hanfgarnes und zum Schluss als Schutz gegen das heisse Blei eine schwache Lage gesponnenen weissen Hanfgarnes einzubringen.

Bei Auswechselungen von schadhaft gewordenen Röhren und für die Verwendung cylindrischer Rohrstücke ist es bequem, zwei cylindrische Rohrenden verbinden zu können. Es geschieht das durch doppelte Ueberschiebmuffen, wie das Fig. 337 erkennen lässt.

Fig. 337.

Die beschriebene Verbindung der Muffenröhren besitzt den Vortheil einer gewissen Beweglichkeit, welche Eigenschaft nicht nur den unvermeidlichen Temperaturänderungen gegenüber von Werth ist, sondern welche schon infolge der Bewegungen des Erdreiches, in denen die Röhren liegen, gefordert werden muss.

Beim Verlegen der Röhren ist zu streben, dieselben auf gewachsenem Boden aufzulegen. Dann genügt es, die Leitung in ihrer ganzen Länge gut zu unterstopfen. Sollen die Röhren in aufgefülltem Erdreich verlegt werden, so sind besondere Vorsichtsmassregeln dahin gehend zu treffen, dass die zu erwartenden Bodenbewegungen weder zu Undichtheiten noch zu Brüchen führen. Besonders gefährdet erscheinen die Uebergänge von gewachsenem zu aufgefülltem Boden, von Mauerwerk

in's freie Erdreich u. dergl. Das Einmauern der Röhren ist ebenso zu verwerfen, als das Legen der Röhren auf einzelne Steine, in welchen Fällen die Röhren auch noch als eine Art Brückenträger beansprucht werden.

Bezüglich der Form und der Abmessungen der Muffenröhren darf auf die bereits erwähnte Zusammenstellung S. 548 und 549 und auf das unter 1 über Flanschenröhren Gesagte verwiesen werden. Die Abmessungen der Muffe sind durch die Beanspruchung beim Verstemmen bedingt.

Die Fig. 340 und 341 (nach dem Taschenkatalog der Firma Rudolph Böcking & Co., Halbergerhütte bei Saarbrücken) zeigen bewegliche Muffendichtungen, wie sie bei Leitungen, welche durch Flüsse gehen, angewendet werden (Dücker). Hierbei werden die Röhren in fertig verbleitem Zustande versenkt. Im Falle der Fig. 340 wird die Muffe innen genau kugelförmig ausgedreht und geschliffen. Nach Ausgiessen mit Blei und Verstemmen desselben lässt sich das Rohr nach jeder Richtung drehen, wobei das Blei an der geschliffenen Innenmuffenfläche gleitet. Bei der Konstruktion Fig. 341 wird das Spitzende des Rohres kugelförmig abgedreht und geschliffen. Nach-

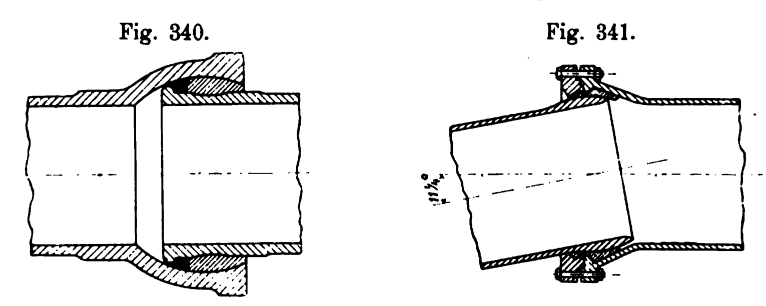
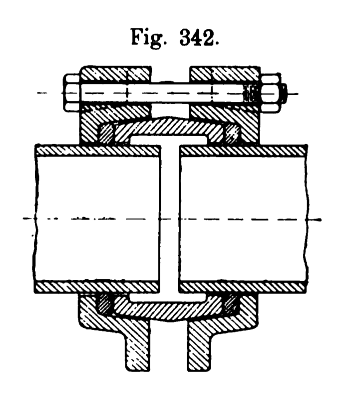


Fig. 340. Fig. 341.

dem die Muffe mit Blei ausgegossen und verstemmt ist, wird der Flanschenring über das Spitzende aufgeschoben, verschraubt und hierauf ebenfalls ausgegossen und verstemmt.

Für Druckluftleitungen findet die Verbindung Fig. 342 (nach Kober) Verwendung. Die rohen glatten Rohrenden der gewöhnlich 4 m langen Röhren werden bis auf einige Millimeter Zwischenraum gegen einander geschoben und dann mit einem Ueberwurfstück überdeckt. Zwei Ueberwurfringe werden durch Schrauben veranlasst, die Dichtungsringe anzupressen. Da die Röhren aus Gussrücksichten ein wenig kegelförmig sind, so empfiehlt es sich bei der Rohrverlegung, für Muffen- und Ueberwurfringe zwei Modelle mit nur um wenige Millimeter verschiedenen, lichten Weiten auszuführen, je nachdem sie über das weitere oder engere Rohrende geschoben werden sollen. Die Vortheile dieser Rohrverbindung vor der gewöhnlichen Muffenverbindung sind für den vorliegenden Zweck: vollkommeneres Dichthalten bei Bewegungen der einzelnen Röhren infolge Temperaturänderungen, sowie bei Nachgiebigkeit des Erdreiches.

Fig. 342.



Für Dampfleitungen werden Muffenröhren so gut wie nicht verwendet, da die Dichtung mit Blei nicht beständig ist und diejenige mit Eisenkitt durch die abwechselnden Dehnungen und Zusammenziehungen der Röhren stark leidet.

Um die gusseisernen Röhren gegen Rostbildung zu schützen, wird für u

und Gasleitungsröhren in der Regel heisser Asphalt, bezw. Theer verwendet, in welchen die geputzten und auf etwa 100 bis 150° C. erwärmten Röhren eingetaucht und längere Zeit belassen werden. Der Ueberzug soll nur die Stärke einer schwachen Haut haben. Um die Arbeiter vor den Unannehmlichkeiten zu bewahren, welche der vorhandene Asphalt beim Eingiessen des Bleis (zur Verbindung zweier Muffenröhren) verursachen würde, sind die Röhren an den Stellen, an welchen der Asphaltüberzug wieder beseitigt werden soll (Innenmantel der Muffe, Aussenmantel des Rohrendes), vor Herstellung desselben mit Kalkmilch anzustreichen. Wird der Asphalt mittelst Bürste auf die erwärmte Röhre aufgetragen, so können das Muffeninnere und der Aussenmantel des Rohrendes unmittelbar frei bleiben.

Die Prüfung der gewöhnlichen gusseisernen Röhren erfolgt auf 12 bis 20 ^{kg} inneren Ueberdruck unter gleichzeitigem kräftigem Hämmern der Röhren. Der zweifache Arbeitsdruck als Probepressung pflegt vollauf genügend zu sein. Das Hämmern bietet die einzige Möglichkeit, Röhren mit starken, vom Erkalten herrührenden Gussspannungen auszuscheiden.

3. Formstücke.

Haben bei einer Rohrleitung Abzweigungen, Durchmesser- oder Formänderungen zu erfolgen, oder ist die Achse derselben zu krümmen, so sind besonders geformte Rohrtheile erforderlich, welche Formstücke genannt werden.

Die Fig. 337, 343 bis 354 zeigen die von dem Vereine deutscher Ingenieure und dem Vereine der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands festgestellten Normalformstücke. (Siehe die Zusammenstellung S. 548 und 549.)

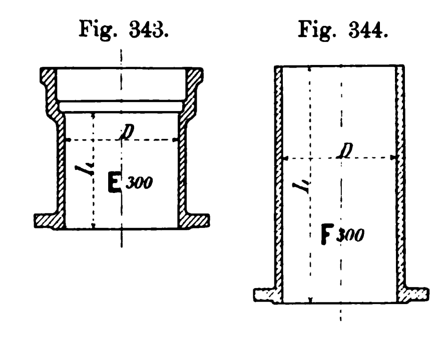


Fig. 343. Fig. 344.

Fig. 343 und 344 dienen zum Uebergang von Flanschen- zu Muffenröhren und umgekehrt, Fig. 345 zur Aenderung des Durchmessers der Leitung. Fig. 346 und 347 stellen eine rechtwinklige, Fig. 348 eine spitzwinklige Abzweigung dar. Die Fig. 349

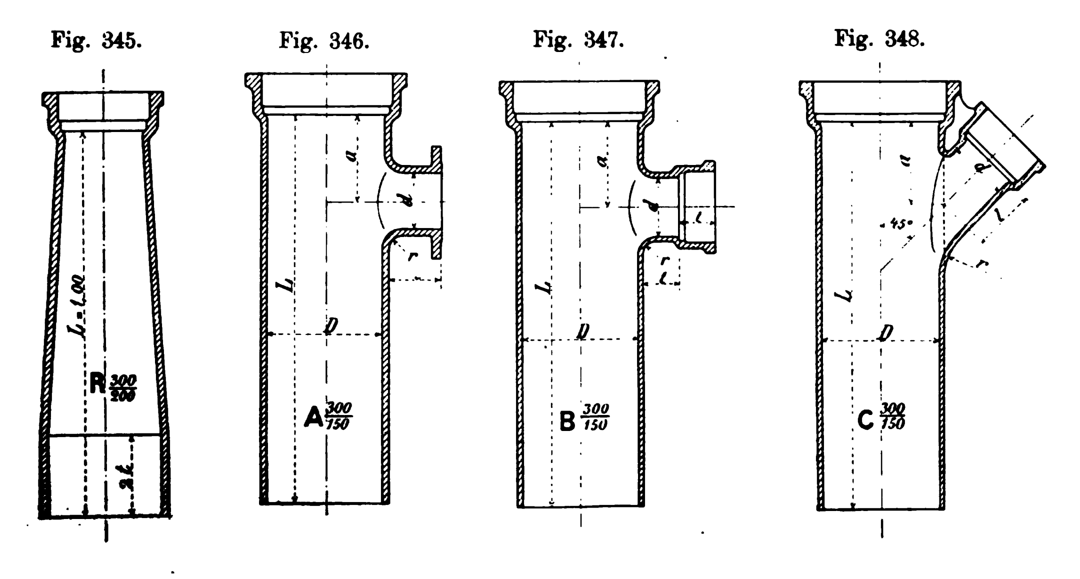
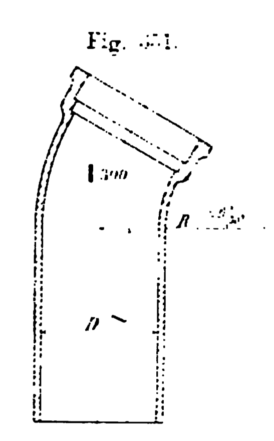


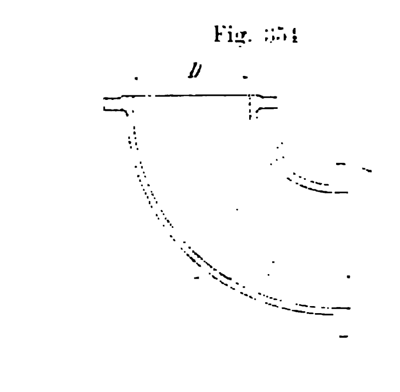
Fig. 345. Fig. 346. Fig. 347. Fig. 348.

Fig. [illegible]

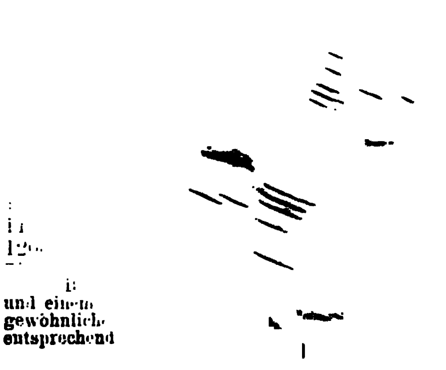


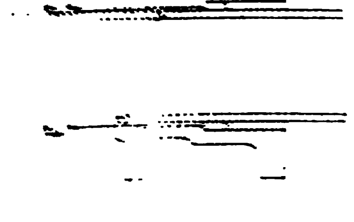
...bestandtheile von Rohrleitungen
Formstücke für Flanschenrohr

Fig. 354



[illegible] zweitheilige [illegible]
[illegible] zersprungenen [illegible]
[illegible] schieben [illegible]

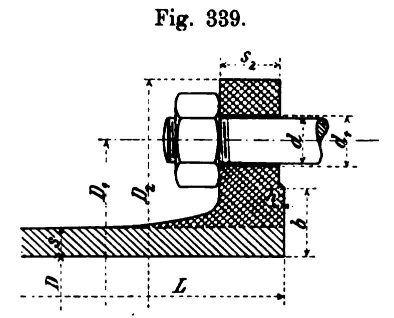




[illegible]

und einem
gewöhnlich
entsprechend

Fig. 339.



Normalien,

deutscher Ingenieure und dem deutschen Vereine

Wasserfachmännern.

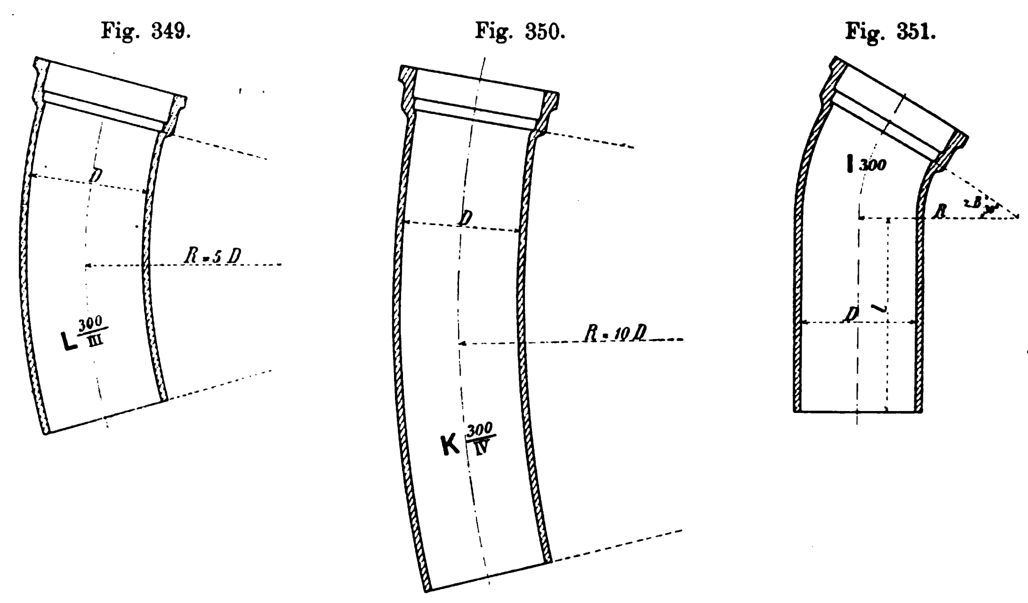
wichte für gusseiserne

Flanschen-Röhren.

Abmessungen: Lichter Rohrdurchmesser D mm	Normalwandstärke s mm	Aeusserer Rohrdurchmesser $D+2s$ mm	Uebliche Baulänge L m	Flanschen: Durchmesser D_2 mm	Flanschen: Dicke s_2 mm	Lochkreisdurchmesser D_1 mm	Dichtungsleiste: Breite b mm	Dichtungsleiste: Höhe h mm	Schrauben: Zahl i	Schrauben: Stärke d mm	Schrauben: Stärke d Zoll engl.	Schrauben: Länge mm	Schraubenlochdurchmesser d_1 mm	Gewichte in kg: einer Flansche (dopp. schraffirter Theil)	Gewichte in kg: eines Rohres von vorstehender Baulänge	Gewichte in kg: von 1 laufend. Meter Rohr einschliessl. der Flanschen
40	8	56	2	140	18	110	25	3	4	13	1/2	70	15	1,89	21,28	10,64
50	8	66	2	160	18	125	25	3	4	16	5/8	75	18	2,41	25,96	12,98
60	8,5	77	2	175	19	135	25	3	4	16	5/8	75	18	2,96	32,44	16,22
70	8,5	87	3	185	19	145	25	3	4	16	5/8	75	18	3,21	52,02	17,34
80	9	98	3	200	20	160	25	3	4	16	5/8	75	18	3,84	62,40	20,80
90	9	108	3	215	20	170	25	3	4	16	5/8	75	18	4,37	69,61	23,20
100	9	118	3	230	20	180	28	3	4	19	3/4	85	21	4,96	76,94	25,65
125	9,5	144	3	260	21	210	28	3	4	19	3/4	85	21	6,26	99,82	33,27
150	10	170	3	290	22	240	28	3	6	19	3/4	85	21	7,69	124,70	41,57
175	10,5	196	3	320	22	270	30	3	6	19	3/4	85	21	8,96	151,00	50,33
200	11	222	3	350	23	300	30	3	6	19	3/4	85	21	10,71	180,00	60,00
225	11,5	248	3	370	23	320	30	3	6	19	3/4	85	21	11,02	207,89	69,30
250	12	274	3	400	24	350	30	3	8	19	3/4	100	21	12,98	240,79	80,26
275	12,5	300	3	425	25	375	30	3	8	19	3/4	100	21	14,41	274,37	91,46
300	13	326	3	450	25	400	30	3	8	19	3/4	100	21	15,32	308,68	102,89
325	13,5	352	3	490	26	435	35	4	10	22,5	7/8	105	25	19,48	351,20	117,07
350	14	378	3	520	26	465	35	4	10	22,5	7/8	105	25	21,29	390,79	130,26
375	14	403	3	550	27	495	35	4	10	22,5	7/8	105	25	24,29	420,70	140,23
400	14,5	429	3	575	27	520	35	4	10	22,5	7/8	105	25	25,44	461,55	153,85
425	14,5	454	3	600	28	545	35	4	12	22,5	7/8	105	25	27,64	490.73	163,58
450	15	480	3	630	28	570	35	4	12	22,5	7/8	105	25	29,89	536,39	178,80
475	15,5	506	3	655	29	600	40	4	12	22,5	7/8	105	25	32,41	584,33	194,78
500	16	532	3	680	30	625	40	4	12	22,5	7/8	105	25	34,69	633,50	211,17
550	16,5	583	3	740	33	675	40	5	14	26	1	120	28,5	44,28	727,26	242,42
600	17	634	3	790	33	725	40	5	16	26	1	120	28,5	47,41	811,52	270,51
650	18	686	3	840	33	775	40	5	18	26	1	120	28,5	50,13	921,84	307,28
700	19	738	3	900	33	830	40	5	18	26	1	120	28,5	56,50	1046,45	348,82
750	20	790	3	950	33	880	40	5	20	26	1	120	28,5	59,81	1171,90	390,63

(Gasleitungen, Windleitungen, Kanalisationsleitungen u. s. w.). Für Dampfleitungen, welche grösseren Temperaturunterschieden und dadurch entstehenden Spannungen, sowie für Leitungen, welche unter besonderen Verhältnissen schädigenden äusseren Einflüssen ausgesetzt sind, ist es empfehlenswerth, die Wandstärken entsprechend zu erhöhen. — **Der äussere Durchmesser** des Rohres ist feststehend und werden Aenderungen der Wandstärke nur auf den lichten Durchmesser des Rohres von Einfluss sein. — Als unabänderlich normal gilt ferner die innere Muffenform, die Art des Anschlusses an das Rohr, sowie die Bleifugenstärke. Aus Gründen der Herstellung sind bei geraden Normalröhren Abweichungen von den durch Rechnung ermittelten Gewichten höchstens um ± 3 % zu gestatten. — In den Gewichtsberechnungen ist das specifische Gewicht des Gusseisens zu 7,25 angesetzt worden. Für die Anordnung der Schraubenlöcher bei den Flanschenröhren gilt die Regel, dass die Vertikalebene durch die Achse des Rohres Symmetrieebene für die Löcher ist und kein Schraubenloch enthält.

Fig. 349. Fig. 350. Fig. 351.



bis 351 lassen sogenannte Krümmer erkennen, die Grundbestandtheile von Rohrleitungen mit gekrümmter Achse. Fig. 352 bis 354 zeigen Formstücke für Flanschenröhren.

Fig. 352.[1]) Fig. 353.[1]) Fig. 354.

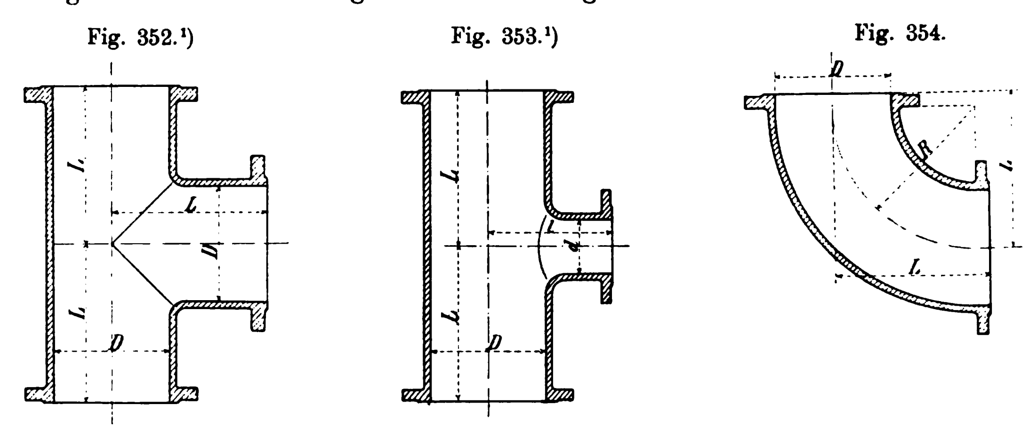
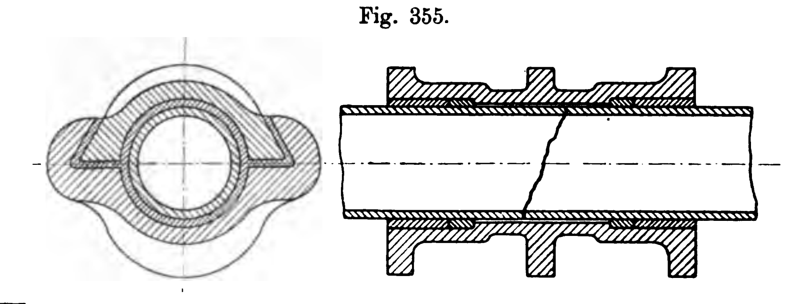


Fig. 355 (Reuther, D. R.-P. Nr. 40 004) stellt eine zweitheilige Hilfsmuffe dar, mittelst welcher sich durch einfaches Verstemmen einem zersprungenen Rohr in kurzer Zeit ein Verband umlegen lässt. Die beiden Hälften schieben sich schlitten-

Fig. 355.



[1]) Hinsichtlich der Widerstandsfähigkeit solcher Röhren mit seitlichen Stutzen ist Fussbemerkung 1, S. 522 zu beachten.

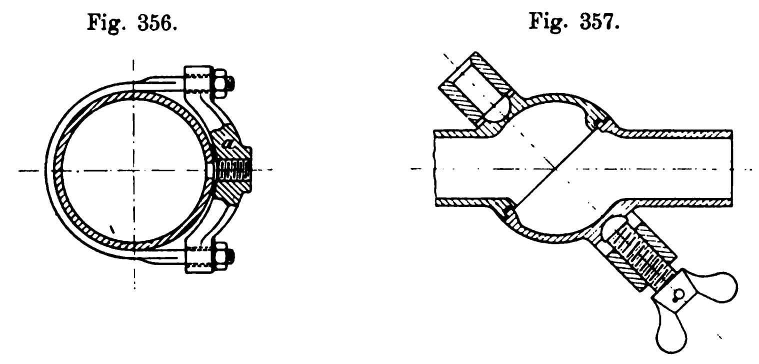
artig in Richtung der Rohrachse in einander. Nach Uebereinanderschieben erfolgt Ausgiessen mit Blei und Verstemmen.

Die Abzweigungen der Leitungen für tropfbare Flüssigkeiten sollen möglichst tangential und nicht rechtwinklig, vorkommendenfalls mit allmählicher Querschnittsänderung erfolgen, es sei denn, dass die in Frage kommenden Mengen und Geschwindigkeiten der Flüssigkeit nicht bedeutend sind. Die Halbmesser der Krümmungen solcher Leitungen sollen möglichst gross gewählt werden.

Bei Gas- und Dampfleitungen sind diese Rücksichten weniger bedeutungsvoll.

Handelt es sich bei Wasserleitungen um den Anschluss einer kleinen Zweigleitung an ein grösseres Rohr, so verfährt man in der Weise, wie das Fig. 356 andeutet. Die aus einem gusseisernen Kopf, der das Gewinde zum Einschrauben eines Rohres oder Hahnes trägt, bestehende sogenannte Rohrschelle *a* wird durch ein schmiedeisernes Band fest gegen das Rohr gepresst. Ein Gummiring dichtet das zukünftige Loch nach der Seite ab. Hierauf erfolgt das Anbohren, was unter

Fig. 356. Fig. 357.



Zuhülfenahme eines besonderen Apparates auch unter Druck, also ohne vorherige Entleerung des Rohres geschehen kann.

Eine Abzweigung mit veränderbarem Winkel für kleinere Röhren zeigt die Universalkupplung der Firma Schäffer & Budenberg, Fig. 357.

II. Röhren von Schweisseisen, Flusseisen, Stahl.

Je nach der Herstellung sind zu unterscheiden: genietete, geschweisste, hart gelöthete und nach dem Walzverfahren von Mannesmann nahtfrei hergestellte Röhren.

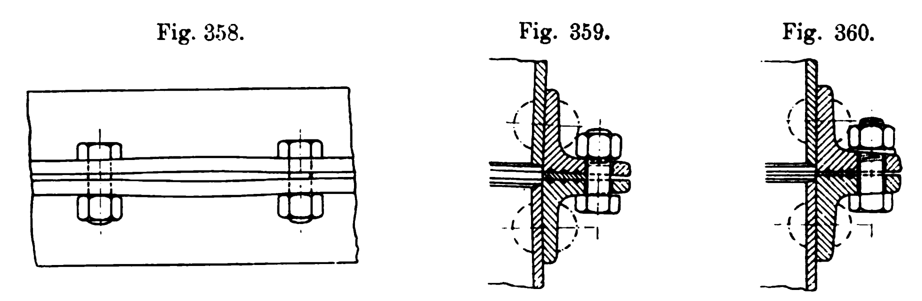
I. Genietete Röhren.

Hinsichtlich der Herstellung dieser Röhren darf auf das unter den Nietverbindungen Bemerkte verwiesen werden. Verwendung finden sie meist dann, wenn die Grösse des Durchmessers so bedeutend ist oder äussere Kräfte so erheblich belastend auftreten können, dass gegossene Röhren zweckmässigerweise nicht mehr anzuordnen sind, wie dies z. B. bei der Wasserzuführung für Turbinen u. s. w., bei Windleitungen u. s. f. der Fall sein kann. Auch für Flussübergänge werden sie nicht selten gewählt.

Die Wandstärke bestimmt sich aus den wirkenden Kräften, wobei namentlich auch die Inanspruchnahme durch äussere Belastungen im Auge zu behalten ist, ferner mit Rücksicht auf den Abgang durch Rostbildung oder sonstige Abnützung. Mit der Blechstärke ist der Durchmesser der Nieten gegeben. Hinsichtlich dieser Verhältnisse findet sich S. 119 u. f. das Nöthige erörtert.

Bei Bestimmung der Schraubenstärke d ist nach Massgabe des S. 542 u. f. Bemerkten zu verfahren und hierbei insbesondere noch zu beachten, dass die Form des Winkeleisens (bei Nichtabdrehen und nicht genau entsprechender Unterlegscheibe) leicht zu erheblicher Biegungsbeanspruchung der Schrauben Veranlassung geben kann, Fig. 359. Dasselbe tritt — wie diese Abbildung erkennen lässt — ein, wenn der Schenkel mit den Schraubenlöchern infolge ungenügender Stärke sich abbiegt. Macht man, wie nicht selten geschieht, die ringförmigen Dichtungsscheiben so breit, wie die Schenkel, so pressen sich diese aussen schärfer gegen einander als innen, dichten infolgedessen zwar aussen ab, ermöglichen aber der Flüssigkeit, bei nicht sehr reichlicher Flanschenstärke innen zwischen die Schenkel und durch die Schraubenlöcher nach aussen zu treten (vergl. auch Fig. 310, S. 525). Aus diesem Grunde empfiehlt es sich nicht, das Dichtungsmaterial über den Schraubenlochkreis hinausreichen zu

Fig. 358. Fig. 359. Fig. 360.



lassen, vielmehr nach Massgabe der Fig. 360 zu verfahren; es sei denn, dass man verhältnissmässig sehr starkes Winkeleisen verwendet.

Bei Wahl der Stärke s des Letzteren kommt ausser dem soeben besprochenen Umstand noch die Entfernung der Schrauben in Betracht. Durchbiegung, wie eine solche in Fig. 358 zwischen zwei Schrauben (in allerdings übertriebener Weise) dargestellt ist, erlaubt der gepressten Flüssigkeit das Entweichen und ist deshalb zu vermeiden: entweder durch Verstärken der Flanschendicke oder durch Verminderung des Abstandes der Schrauben oder durch Schritte in beiden Richtungen. Ueberschreitet man mit der Schraubentheilung die Grösse von etwa 160^{mm} nicht, so pflegt für gewöhnliche Fälle $s = \frac{5}{4} d$ auszureichen.

Um die Schenkel des Winkeleisens möglichst wenig auf Biegung zu beanspruchen, sind die Schrauben so weit in die Ecke zu setzen, als es mit Rücksicht auf das Anziehen der Muttern zulässig ist. Auf diesem Wege gelangt man dazu, jede Schraube zwischen zwei Nieten zu setzen und wird so mit der Entfernung der Schrauben abhängig von der Niettheilung.

2. Geschweisste Röhren.

Hier sind zu unterscheiden: Röhren mit stumpfer und mit über einander gelappter Schweissnaht. Die Letzteren erweisen sich naturgemäss als die widerstandsfähigeren. Im Handel treten die geschweissten Röhren, abgesehen von solchen für besondere Zwecke, auch als Gas- und als Siede- oder Kesselröhren auf, deren gangbare Abmessungen in den folgenden Zusammenstellungen enthalten sind.

Siederöhren

(überlappt, geschweisst).

Aeusserer Durchmesser		Gewöhnliche Wandstärke	Gewicht auf den laufenden Meter	Aeusserer Durchmesser		Gewöhnliche Wandstärke	Gewicht auf den laufenden Meter
ll engl.	mm	mm	kg	Zoll engl.	mm	mm	kg
1½	38	2¼	1,97	5½	130	4	12,65
1⅝	41,5	„	2,17	5½	140	4½	14,90
1¾	44,5	„	2,32	5¾	146	„	15,56
1⅞	47,5	„	2,49	6	152	„	16,22
2	51	2½	2,97	6¼	159	„	17,00
2⅛	54	„	3,15	6½	165	„	17,65
2¼	57	2¾	3,65	6¾	171	„	18,31
2⅜	60	3	4,20	7	178	„	19,08
2½	63,5	„	4,45	7½	191	5½	24,93
2¾	70	„	4,90	8	203	„	26,60
3	76	„	5,35	8½	216	6½	33,20
3¼	83	3¼	6,35	9	229	„	35,30
3½	89	„	6,78	9½	241	„	37,20
3¾	95	„	7,30	10	254	„	39,50
4	102	3¾	9,01	10½	267	7	44,50
4¼	108	„	9,56	11	279	7½	49,60
4½	114	„	10,10	11½	292	„	52,10
4¾	121	4	11,46	12	305	„	54,70
5	127	„	12,03	12½	318	8	60,50

Diese Röhren, welche auch in grösseren Wandstärken, auf Verlangen an den den erweitert oder verengt, sowie mit angelötheten Kupferstutzen geliefert werden, len vorzugsweise Verwendung zu Röhrenkesseln (Lokomotiven, Dampfschiffe, Lokobilen, feststehende Kessel), zu Dampfleitungen u. s. w.

Aus Stahl werden sie in der Regel nur nach besonderer Vereinbarung geliefert.

Uebliche Länge 4 bis reichlich 5 ^{m}.

Für Luft- und Dampfheizungen, sowie für Dampfleitungen bei geringem Druck, den sie auch von etwa 102 ^{mm} Durchmesser an in geringeren Wandstärken geigt.

Gasröhren,

(stumpfgeschweisst) sind in folgenden Lichtweiten zu haben:

¼	⅜	½	¾	1	1¼	1½	1¾	2	2¼	2½	2¾	3	3½	4″ engl.,
6	10	13	19	25	32	38	44	51	57	63	70	76	89	102 ^{mm}.

In der Regel sind auf Lager Röhren von ⅜ bis 3″.

Röhren zu Heisswasserheizungen

(Perkins).

Innerer Durchmesser in engl. Zollen	⅝	⅞
Innerer Durchmesser in mm	16	22
Wandstärke in mm	4,5	4,5

Röhren für hohen Druck
(Manometer, hydraulische Pressen u. s. w.).

Innerer Durchmesser in engl. Zollen .	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Innerer Durchmesser in mm	6	10	13	16	19	25	32	38	44	51
Gewicht des lauf. Meters in kg bei einer Wandstärke von rund 1/4″ engl. .	2,05	2,5	2,9	3,4	3,9	4,9	6,0	7,0	7,8	9,0

Die Verbindung der zu Dampfleitungen u. s. w. verwendeten Siederöhren unter sich pflegt zu erfolgen: mittelst aufgeschweisster Bunde, die glatt oder in einander greifend gedreht sein können, und mittelst loser, drehbarer Flanschen; oder mittelst umgebördelter Rohrenden, gegen die sich die Flanschen legen, oder auch durch aufgelöthete, also feste Flanschen. Die Fig. 361 und 362[1]) lassen derartige Verbindungen mit glatten Bunden erkennen.

Fig. 361.

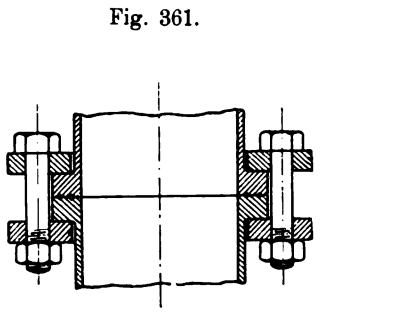


Fig. 362.

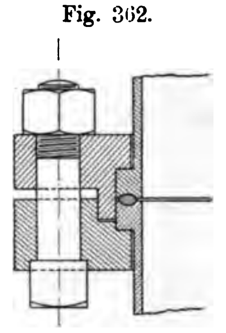
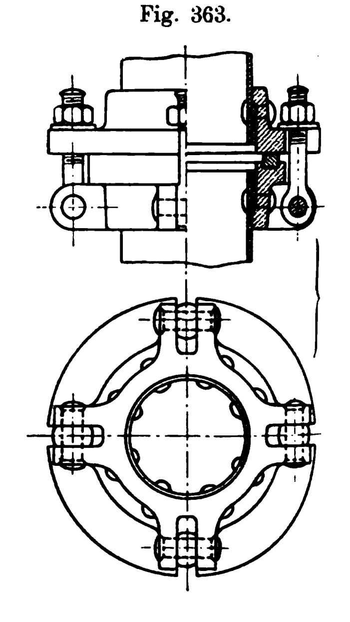


Fig. 363.



Eine leicht lösbare und deshalb für die Röhren von Pumpen, welche ihren Aufstellungsort oft wechseln, geeignete Verbindung ist in den Fig. 363 dargestellt. Die mit den geschweissten oder genieteten Röhren durch Nietung verbundenen Gusseisenflanschen sind geschlitzt, sodass bei der Beweglichkeit der Schrauben bereits einige Drehungen der Muttern genügen, die Verbindung herzustellen, bezw. zu lösen. Damit die Muttern der Gelenkschrauben nicht verloren werden können, empfiehlt es sich, den obersten Gewindegang durch Hämmern ein wenig zu stauchen. Da die Abdichtung zwischen den schwachen Rohren und den Flanschen nicht durch Verstemmen bewerkstelligt werden kann, ist Dichtungsmaterial zu Hülfe zu nehmen, wie das unter den Vernietungen besprochen wurde. Die Dichtung der Flanschen gegen einander geschieht je durch einen Gummiring, welcher in einer Vertiefung der einen Flansche gelagert ist. Bei den geringen Pressungen, die hier das Wasser zu haben pflegt, erscheint die grössere Höhe des Ringes zulässig.

Die Befestigungsweise der Röhren in Wandungen ist verschieden. Mittelst eingeschliffenem Kegel, der aus einem aufgeschweissten Bund hergestellt wird (Fig. 364, z. B. bei Fieldkesseln), durch Einschrauben, durch einfaches Auftreiben und Vernieten, durch Aufwalzen mit der Rohrdichtmaschine (Fig. 365 bei Röhrenkesseln), mittelst

[1]) J. Aird, D. R.-P. Nr. 58452.

Stopfbüchse (Fig. 366 beispielsweise bei Oberflächenkondensatoren, Fig. 367 beispielsweise bei hydraulischen Pressen) u. s. f.

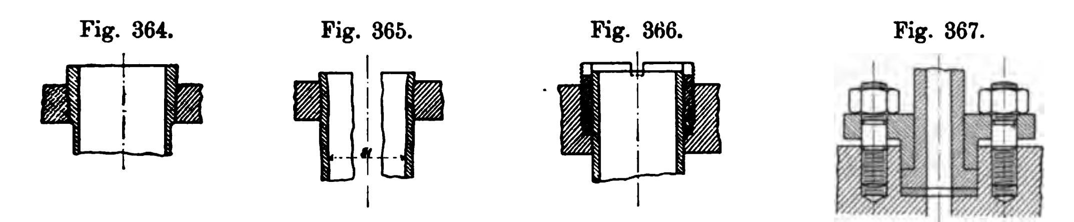


Fig. 364. Fig. 365. Fig. 366. Fig. 367.

Krümmungen werden durch Biegung der erhitzten und mit Sand gefüllten geschlossenen Röhren erzeugt.

Die Gasröhren (für Gas- und Wasserleitungen mit geringen Pressungen) werden in der Regel durch Muffen verbunden und sind deshalb an den Enden mit dem sogenannten Gasgewinde versehen. Die zur Herstellung von Krümmungen, Abzweigungen, Verschlüssen und dergl. dienenden Verbindungstheile zeigen die Fig. 368 bis 385, und zwar Fig. 368 die gewöhnliche, Fig. 369 die verjüngte Muffe, Fig. 370

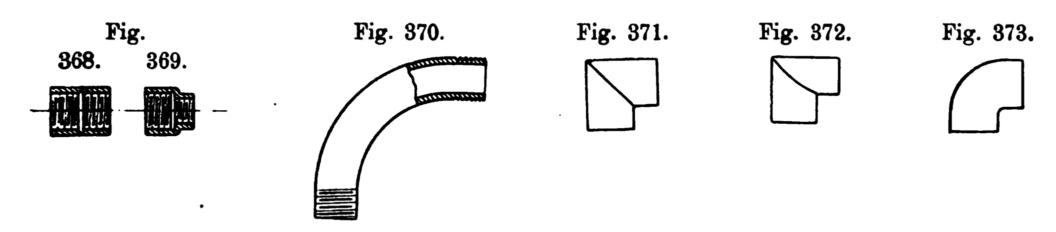


Fig. 368. 369. Fig. 370. Fig. 371. Fig. 372. Fig. 373.

die 90°- und Fig. 385 die 45°-Bogenröhre, Fig. 371 das scharfe gleiche, Fig. 372 das scharfe verjüngte und Fig. 373 das abgerundete Kniestück, Fig. 374 das gleiche,

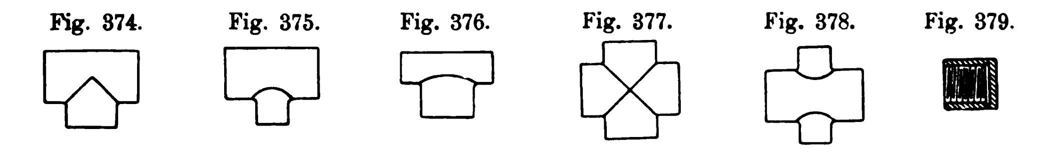


Fig. 374. Fig. 375. Fig. 376. Fig. 377. Fig. 378. Fig. 379.

Fig. 375 und 376 das verjüngte T-Stück, Fig. 377 das gleiche und Fig. 378 das verjüngte Kreuzstück, Fig. 379 die Verschlusskappe, Fig. 380 die Verschlussschraube,

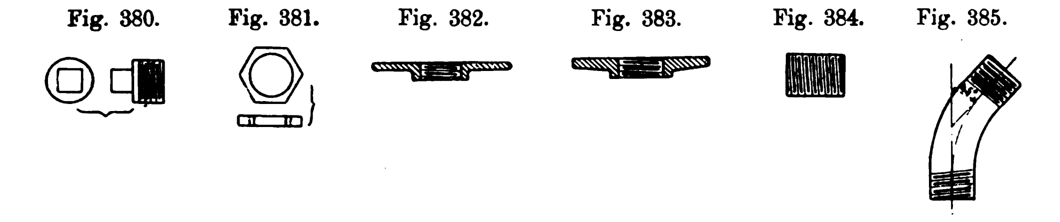


Fig. 380. Fig. 381. Fig. 382. Fig. 383. Fig. 384. Fig. 385.

Fig. 381 die Gegenmutter (zum Verdichten), Fig. 382 und 383 die Flanschen, Fig. 384 das sogenannte Langgewinde.

Solche Verbindungsstücke (Fittings) werden auch aus schmiedbarem Guss hergestellt.

Für Wasserleitungen finden die Gasrohre und ihre Verbindungsstücke auch in verzinktem Zustande Verwendung.

Fig. 386.

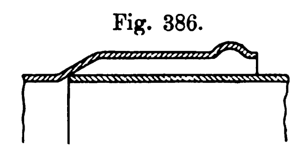


Fig. 386 zeigt die Muffenverbindung für geschweisste Röhren von 500 mm und mehr Weite, wie sie von dem Blechwalzwerk Schulz Knaudt Aktiengesellschaft in Essen (D. R.-P. Nr. 30757) hergestellt wird. Solche Rohre pflegen weder im Durchmesser genau gleich gross, noch genau rund zu sein, was bei Herstellung der Verbindung im Auge behalten werden muss.

3. Gelöthete Röhren.

Dieselben, hart gelöthet, dienen meistens zu Dampfheizungen.

4. Mannesmann-Röhren[1].

Die Deutsch-Oesterreichischen Mannesmann-Röhrenwerke machen folgende Angaben.

Normalabmessungen, Gewichte der Mannesmann-Stahlröhren mit Flanschenverbindungen.

Aussendurchmesser in Zoll engl.	1½	2	2½	2¾	3	3½	4	4½	5	5½	6
Aussendurchmesser in mm	38	51	57	63	76	89	102	114	127	140	152
Wandstärke	3	3	3	3	3	3	3,5	3,5	3,5	4	4
Gewicht des glatten Rohres auf das laufende Meter	2,6	3,5	4,0	4,4	5,4	6,4	8,5	9,5	10,6	13,4	14,6
Aussendurchmesser in Zoll engl.	6½	7	8	9	10	11	12	13	14		
Aussendurchmesser in mm	165	178	203	229	254	279	305	330	356		
Wandstärke	4	4	4,5	4,5	5	5	5	5	5		
Gewicht des glatten Rohres auf das laufende Meter	15,8	17,1	22,0	24,8	30,5	33,6	36,8	39,9	43,0		

Uebliche Längen 4 bis 6,5 m.

Mannesmann-Stahlröhren für Hochdruckleitungen.

Lichtweite in mm	6	10	13	16	20	25	32	38	44	51	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
a) Für Betriebspressungen bis 50 kg/qcm (Probedruck 100 kg/qcm).																				
Wandstärke in mm	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	6,5	7,0	7,5
b) Für Betriebspressungen bis 100 kg/qcm (Probedruck 200 kg/qcm).																				
Wandstärke in mm	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	5,0	6,5	7,5	9,0	10,0				
c) Für Betriebspressungen bis 200 kg/qcm (Probedruck 400 kg/qcm).																				
Wandstärke in mm	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	5,0	7,5	10,0	12,5							

[1]) Hinsichtlich des Verfahrens, nach dem diese Röhren nahtfrei hergestellt werden, sei auf die Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, S. 621 u. f. verwiesen.

Mannesmann-Stahlröhren für Hochdruckleitungen.

Lichtweite in mm	6	10	13	16	20	25	32	38	44	51	75

d) Für Betriebspressungen bis 500 kg/qcm (Probedruck 1000 kg/qcm).

Wandstärke in mm	3,5	3,5	3,5	4,0	5,0	6,5	8,0	9,5	11,0	13,0	19,0

e) Für Betriebspressungen bis 1000 kg/qcm (Probedruck 2000 kg/qcm).

Wandstärke in mm	3,5	5,0	6,5	8,0	10,0	13,0	16,0	19,0	22,0	26,0[1]).

Die Röhren werden vor der Versendung dem angegebenen Probedruck unterworfen und zum Schutz gegen Rostbildung mit einem eingebrannten Ueberzug von Theer-Emaille versehen.

Die Rohrlängen betragen 3 bis 6,5 m für die mittleren, 3 bis 4,5 m für die schweren Röhren.

Für Leitungen, die unter Umständen mit grossen Stössen arbeiten, ist eine entsprechende Zugabe zu der Wandstärke angezeigt.

Zur Verbindung der einzelnen Röhren werden Gewindemuffen oder Flanschen verwendet. Hierüber ist mit den Mannesmann-Röhrenwerken jeweils Vereinbarung zu treffen.

Ausserdem werden noch hergestellt: „Mannesmann-Specialkesselröhren", härtbare Werkzeugstahlröhren für Büchsen, Drehaugen und Zapfen an Lokomotiven, Dampfmaschinen u. s. w., für Kaliber und Kaliberringe, Matrizen, Lochstempel, Fräser, hohle Gewindebohrer u. s. w., „blanke Stahlröhren", Telegraphenstangen aus Mannesmann-Stahlröhren u. s. w. Bezüglich dieser Einzelheiten muss auf die Preislisten u. s. w. der genannten Werke verwiesen werden.

III. Röhren von Kupfer und Messing.

Kupfer- und Messingröhren werden hart gelöthet (also mit Naht) und gezogen ohne Naht in den Handel gebracht und zwar in Durchmessern von 5, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 115, 130 und 150 mm Lichtweite bei Stärken von 1 bis rund 3 mm und in Längen bis rund 4 m (gelöthet) und bis rund 5 m (gezogen).

Die 1889er Preisliste von C. Heckmann in Berlin enthält für Kupferröhren mit Naht folgende Angaben:

4	bis	5 mm	Lichtweite	in	Wandstärken	von	0,75	bis	1,8 mm,
6	„	10	„	„	„	„	0,75	„	3 „
11	„	250	„	„	„	„	0,75	„	6 „

[1]) Die Beanspruchung k_z ergiebt sich nach Gl. 124, S. 30, unter Beachtung, dass für diese Abmessung $r_a = \backsim 2 r_i$, aus

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}} = 2\, r_i$$

zu

$$k_z = 1{,}8\, p_i,$$

d. s. 1800 kg/qcm für den Betriebs- und 3600 kg/qcm für den Probedruck; allerdings recht hoch, aber bei vorzüglichem Material wohl noch zulässig, sofern man sicher ist, dass die Flüssigkeitspressung 1000 kg nicht überschreitet.

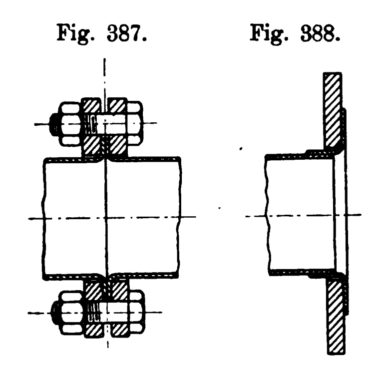


Fig. 387. Fig. 388.

Für gebogene Kupferrohre (Kniee, Richtungsänderung 90°) empfiehlt es sich, den Halbmesser der gekrümmten Mittellinie mindestens gleich dem 2- bis 3fachen Rohrdurchmesser, bei grösseren Werthen des Letzteren gleich dem 4- bis 5fachen der Rohrdurchmesser zu wählen.

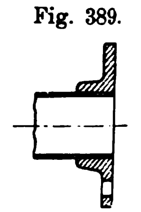


Fig. 389.

Die einfachste Verbindung zweier Kupferröhren lassen die Fig. 387 bis 389 erkennen. In der ersten Figur ist das Rohr umgebördelt, in Fig. 388 ist ein besonderer Kupferbord, gegen den sich die schmiedeiserne Flansche legt, aufgelöthet, in Fig. 389 die aus Bronce bestehende Flansche mit dem Rohr verlöthet.

Fig. 390 zeigt die leicht lösbare Verbindung eines Kupferrohres mit einem Gewindestutzen. Die Abdichtung wird durch eine Lederscheibe herbeigeführt.

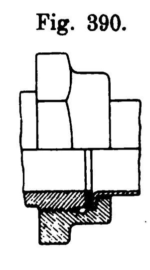


Fig. 390.

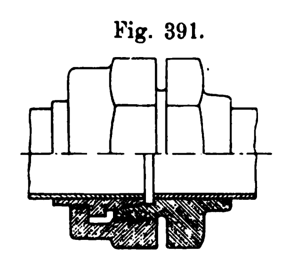


Fig. 391.

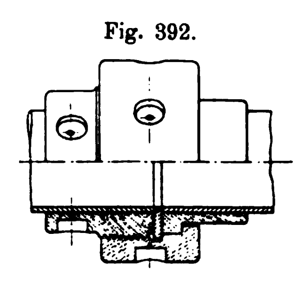


Fig. 392.

Die Fig. 391 und 392 stellen Rohrkupplungen dar. Im ersteren Falle erfolgt die Abdichtung durch das Zusammenpressen zweier aufeinandergeschliffenen Kegelflächen, im anderen durch eine Leder- oder Gummischeibe. Jene Dichtungsart hat den Vorzug, dass die Dichtungsflächen aus weniger vergänglichem Material bestehen, dagegen den Nachtheil, dass dieselben gegen Schmutz, Sandkörner u. dergl. sehr empfindlich sind. Die Kupplungstheile bestehen aus Rothguss oder Bronce und werden mit Ausnahme der kuppelnden Mutter (Ueberwurfmutter) durch Löthung mit den Rohrenden verbunden.

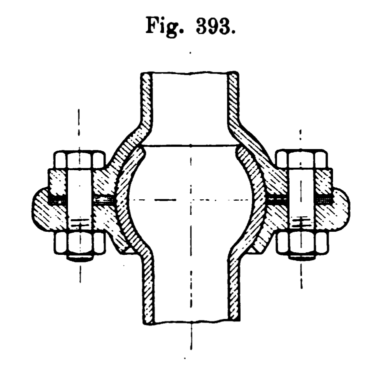


Fig. 393.

In manchen Fällen ist eine gelenkartige Verbindung zweier Röhren erwünscht. Eine Lösung dieser Aufgabe zeigt Fig. 393.

Um Kupferröhren biegen zu können, sind sie an der betreffenden Stelle mit geschmolzenem Pech auszugiessen. Scharfe Krümmungen sollen, wie bereits oben bemerkt, nach Möglichkeit vermieden werden.

IV. Röhren von Blei (Zinn).

Der Werth dieser Röhren besteht in der Leichtigkeit, mit welcher sie sich biegen lassen. Für Trinkwasserleitungen werden in neuerer Zeit Röhren verwendet, die im Innern auf eine Stärke von etwa $^1/_2$ mm aus Zinn bestehen (Zinnrohr mit Bleimantel). Dadurch beabsichtigt man, sich gegen die Möglichkeit, dass das Wasser bleihaltig wird, zu sichern. Dieselbe Wirkung soll sich durch Behandlung der inneren Oberfläche des Bleirohres mit Schwefelnatrium erreichen lassen. Der entstehende Ueberzug von Schwefelblei soll gegen Auflösung von Blei vollständige Garantie bieten.

Fig. 394.

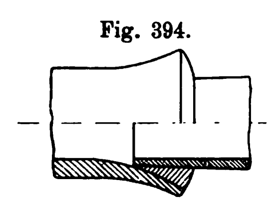
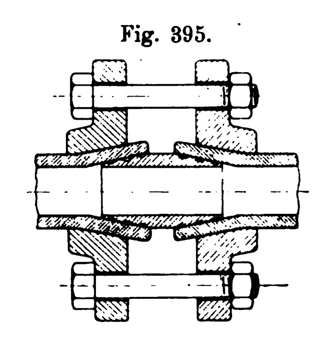


Fig. 395.

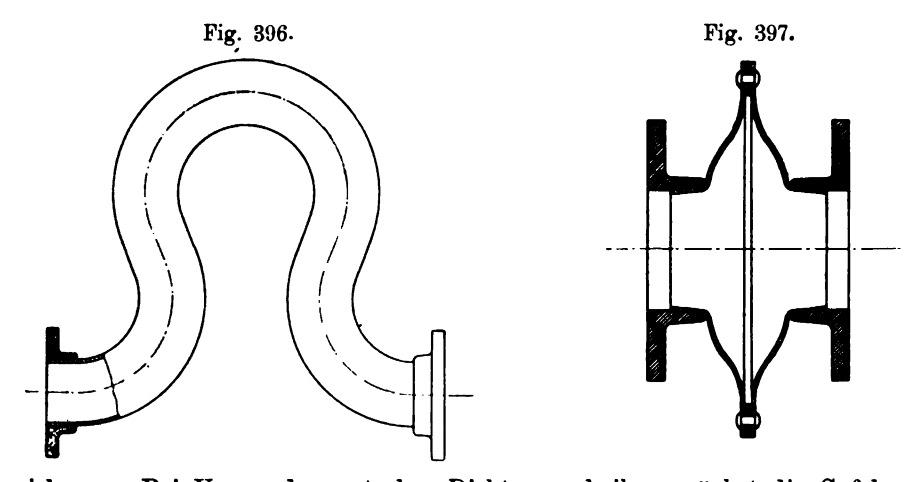


Die Verbindung der Bleiröhren unter sich mit Stutzen u. dergl. geschieht durch Löthung mit Zinn, wie Fig. 394 zeigt, oder auch in der aus Fig. 395 (Bode, D. R.-P. Nr. 11 535) ersichtlichen Weise.

V. Ausgleichungs- oder Dehnungsröhren.

Bei der Anlage eines Röhrenstranges sind die mit Temperaturunterschieden verknüpften Längenänderungen im Auge zu behalten, besonders gilt dies von Leitungen für heisse Flüssigkeiten. Bis zu einem geringen Grade lassen sich dieselben durch elastische Packungen zwischen den Flanschen ausgleichen. Starke Asbestpappe soll sich hier gut bewährt haben. Auch starke Gummischeiben, deren Festigkeit durch mehrfache Einlagen von Messingdrahtgewebe genügend erhöht worden ist, erweisen

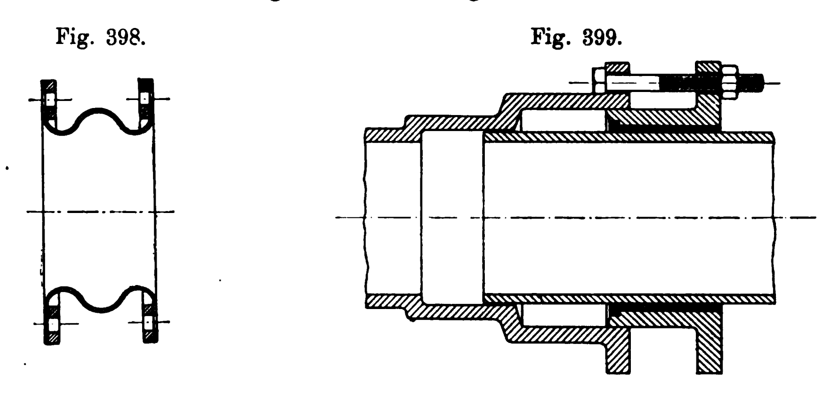
Fig. 396. Fig. 397.



sich wirksam. Bei Verwendung starker Dichtungsscheiben wächst die Gefahr dass sie durch die Flüssigkeitspressung nach aussen gepresst werden, wodurch die Abdichtung beeinträchtigt, unter Umständen ganz aufgehoben wird; es sei denn, dass die Packung gegen Ausweichen geschützt ist.

Besser als diese bei langen Dampf- oder Warmwasserleitungen nicht durchschlagenden Mittel zeigt sich die Anordnung von möglichst elastischen Bogenröhren an den Stellen, wo der Strang seine Richtung ändert. Lässt sich hierdurch eine

Fig. 398. Fig. 399.



genügende Ausgleichung nicht schaffen, so müssen besondere Röhren, Ausgleichungs- oder Dehnungsröhren, eingeschaltet werden, wie solche in den Fig. 396 bis 399 gezeichnet sind. Die Konstruktionen Fig. 397 und 398 sind weniger empfehlenswerth als diejenige Fig. 396.

Den in der Richtung der Rohrachse wirkenden Kräften ist volle Beachtung zu schenken.

C. Absperrvorrichtungen.

Um Flüssigkeitsströme zeitweilig unterbrechen zu können, werden Verschlüsse erforderlich. Denken wir uns den Strom unterbrochen und es soll ein Eröffnen der abgeschlossenen Mündung stattfinden, so kann das in verschiedener Weise geschehen. Derjenige Theil der Vorrichtung, welcher die abschliessenden Flächen trägt, kann gehoben oder aufgeklappt werden (vergl. Fig. 400, S. 568, bezw. Fig. 313, Taf. 44). Die Vorrichtung führt alsdann den Namen Ventil und zwar Hub-, bezw. Klappenventil. Erfolgt die Wiederöffnung durch Gleiten der abschliessenden Flächen auf der Fläche der Mündung, so heisst die Vorrichtung Schieber (im weiteren Sinne des Wortes).

Die besonderen Gesichtspunkte bei der Konstruktion einer Absperrvorrichtung sind die folgenden.

Der Flüssigkeitsstrom soll beim Durchgang durch das Ventil oder den Schieber möglichst wenig Querschnitts- und Richtungsänderungen erfahren, damit die Bewegungswiderstände gering ausfallen, soweit dies eben die Verhältnisse gestatten. Diese Forderung ist im Allgemeinen um so bedeutungsvoller, je grösser das specifische Gewicht der Flüssigkeit, also beispielsweise wichtiger für Wasser als für Luft oder Dampf. Unter Umständen kann sie in den Hintergrund treten, z. B. dann, wenn Druckhöhe oder Pressung im Ueberschuss vorhanden ist, oder wenn es sich um Förderung des Wassers auf grosse Höhen, auf Hunderte von Metern handelt. In letzterem Falle ist es (verhältnissmässig) unerheblich, ob die Bewegungswiderstände, welche ein Ventil bietet, etwas grösser sind, wenn dasselbe sich nur betriebssicher erweist.

Der geforderte Abschluss muss gesichert sein.

Die bei der Abdichtung in Betracht kommenden Theile (Ventil und Sitz, Schieber und Schieberspiegel) sollen genügend leicht zugänglich sein, um etwa eingetretene, dem vollständigen Abschlusse hinderliche Körper (Sand, Schmutz u. s. w.) beseitigen und etwaigen Beschädigungen der Dichtungsflächen abhelfen zu können.

Je nach dem Druck, der Art, Beschaffenheit und Temperatur der Flüssigkeit und je nach den Einflüssen, welche sich auf die Absperrvorrichtung geltend machen können, gehören die wichtigsten Theile derselben, die Dichtungsflächen, Körpern aus Bronce oder anderen Legirungen, Gusseisen, Blei, Leder, Gummi, Holz, Filz u. s. w. an. Stoffe, wie die vier zuletzt genannten, treten bei Ventilen in den Vordergrund, wenn die Vorrichtung gegen Verunreinigungen der Flüssigkeit weniger empfindlich sein, oder wenn der Schlag, welcher sich beim Auftreffen der Ventile auf die Sitzfläche bemerkbar machen kann, gemildert oder vermieden werden soll. Gummi kommt überdies für Ventile von Wasserpumpen mit grosser Hubzahl in Betracht. Metallische Ventilflächen werden erforderlich, wenn die Temperatur, der sie ausgesetzt sind, andere Stoffe nicht beständig genug erscheinen lässt. Welches Metall dann gewählt werden darf, hängt von der chemischen und mechanischen Einwirkung der Flüssigkeit, sowie von den Kosten ab.

I. Ventile.

Die Bewegung des Ventiles kann sein: eine von Hand erfolgende, wie bei den Absperrventilen Fig. 301, 302 u. s. w., Taf. 42, oder eine selbstthätige, durch die Einwirkung der Flüssigkeitspressung, der eigenen Schwere, zutreffendenfalls durch Federn unterstützt, herbeigeführte, wie z. B. bei den meisten Pumpen, oder endlich eine durch besondere Vorrichtungen mehr oder minder vollständig erzwungene, gesteuerte, wie beispielsweise bei den Ventilsteuerungen der Dampfmaschinen. Je nachdem unterscheiden wir Absperrventile, selbstthätige und gesteuerte Ventile.

1. Absperrventile.

Fig. 301, Taf. 42, zeigt ein derartiges Ventil mit aussenliegender Mutter, Fig. 302 ein solches mit innerer Mutter. In letzterem Falle muss darauf geachtet werden, dass das Gewinde der Spindel nicht in den Packungsraum der Stopfbüchse treten kann. Das Ventil Fig. 301 ist in eine gerade Rohrleitung einzuschalten, während dasjenige Fig. 302 eine Aenderung der Richtung um 90° vermittelt und deshalb auch als Eckventil bezeichnet wird. Beide sind ebensowohl für Dampf wie für Wasser verwendbar.

Soll die Stopfbüchse eines solchen Ventiles unter Druck verpackt werden, so ist dasselbe so anzuordnen, dass die gepresste Flüssigkeit unterhalb des Ventiles drückend wirkt, d. h. sie muss bei geöffnetem Ventile in der Richtung von A nach B strömen. Namentlich gilt dies Dampf gegenüber. Um sich von diesem Zwange bei der Einschaltung eines Ventiles frei zu machen, wird wohl auch an der Spindel ein Kegel angebracht, wie in Fig. 301 gestrichelt eingetragen ist, welcher sich bei vollständig geöffnetem Ventile gegen den Deckel pressen lässt und dadurch nach aussen

abdichten soll. Er thut dies häufig nur recht unvollkommen, selbst wenn — was räthlich — der Deckel mit einem dem Kegel entsprechenden Metallsitz versehen wird. Bei der Anordnung der Ventile, wie sie sich von dem bezeichneten Gesichtspunkte aus empfiehlt, entsteht allerdings, im Falle grosser Abmessungen des Ventiles, der Nachtheil, dass die Kraft, welche zur Herbeiführung des vollständigen Abschlusses und Aufrechterhaltung der Abdichtung von der Spindel aus auf das Ventil geäussert werden muss, eine sehr bedeutende und zu Schwierigkeiten führende wird. Infolgedessen pflegt man in solchen Fällen, namentlich wenn es sich um Wasser von hoher Pressung handelt, die ausgesprochene Regel nicht zu befolgen und den Flüssigkeitsdruck auf den Ventilteller wirken zu lassen, ihn also zum Andrücken und Abdichten nutzbar zu machen. Andererseits bedingt eine solche Anordnung unter den bezeichneten Umständen eine Entlastung des Ventiles, was einfach dadurch geschehen kann, dass man durch eine mit Hahn versehene Verbindungsleitung zwischen dem Raume ober- und unterhalb des Ventiles mehr oder minder vollständige Druckausgleichung (Entlastung) ermöglicht. Auch die Einrichtung findet sich, dass in dem Ventilteller ein kleines Hilfsventil eingesetzt ist, das zunächst gehoben wird, so eine Entlastung einleitet, durch welche dann bei weiterer Hebung der Spindel die Mitnahme des eigentlichen Ventiles erfolgt.

Die Verbindung der Spindel mit dem Ventile geschieht bei Fig. 301 dadurch, dass dieses mit dem kastenartigen einerseits offenen Aufsatz auf den Kopf der Spindel gebracht und gegen seitliche Verschiebung durch ein eingesetztes Metallstück, das in der Figur weggenommen gedacht ist, geschützt wird. Im Falle der Fig. 302 erfolgt die Verbindung durch zwei Stifte, welche jedoch einen etwas kleineren Durchmesser besitzen müssen, als der Nuthe in der Spindel entspricht, damit bei Ausübung der zum Abschluss erforderlichen Kraft die Stifte (um Abrosten zu verhüten, aus guter Bronze zu fertigen) nicht auf Biegung beansprucht werden, ferner damit einseitiges Niederdrücken vermieden wird und damit dem Ventile eine gewisse Beweglichkeit gegenüber der Spindel gewahrt bleibt, was mit Rücksicht darauf, dass die Achse der Spindel mehr oder minder von der Achse des Ventilsitzes abweichen wird, als Notwendigkeit erscheint und deshalb auch bei allen anderen Verbindungen der Spindel mit dem Ventile beachtet werden muss. Belastet die Flüssigkeit das Ventil von oben, sodass — bei nicht vorhandener Entlastungseinrichtung — die zum Oeffnen des Ventiles erforderliche Kraft eine bedeutende wird, welche lediglich durch die beiden, die Spindelnuthe nur streifenden Stifte zu übertragen wäre, so muss diese Verbindung als unzureichend bezeichnet werden. Vollkommener ist in dieser Hinsicht die Verbindung Fig. 303, Taf. 42, mit Ueberwurfschraube. Man macht derselben den Vorwurf, dass diese bei Dampf im Betriebe oft so festbrenne, dass ihre Lösung ohne schwere Beschädigung nicht möglich sei. Durch leichten Gang des Gewindes bei genügender Höhe der Mutter (Schraube), sowie durch entsprechende Formgebung, durch kräftige Abmessungen und durch sachgemässe Behandlung dürfte sich diesem Vorwurf viel von seiner Berechtigung entziehen lassen.

Gegen die untere Flügelführung, welche die Ventile Fig. 301 bis 303 besitzen, wird zunächst geltend gemacht: erhebliche Querschnittsverengung; dem kann durch entsprechende Vergrösserung des Durchmessers der Ventilöffnungen begegnet werden. Ferner lässt sich im Falle höherer Pressungen einwenden, dass im Gebrauche be-

nur geringer Lösung des Ventiles die mit grosser Geschwindigkeit hindurchströmende Flüssigkeit infolge des Vorhandenseins der Führungsrippen das Ventil fortgesetzt zum Drehen, Anschlagen bringt und in Erzitterungen versetzt und dadurch zu einer raschen und ungleichmässigen Abnützung der Dichtungs- wie der Führungsflächen Veranlassung giebt. Diesem Uebelstande ist, wenn es sich um reine Flüssigkeiten handelt, eine erhebliche Bedeutung nicht beizumessen, wohl aber dagegen in allen den Fällen, in denen diese Voraussetzung nicht zutrifft und die Verhältnisse so liegen, dass bei geringer Ventilöffnung die Flüssigkeit mit verhältnissmässig grosser Geschwindigkeit hindurchströmt. Aus diesem Grunde lassen manche Werkstätten die Führung ganz weg und geben dem Ventilteller eine ballige, kugelige Form, wie Fig. 304, Taf. 42, erkennen lässt. Andere wählen obere Führung (im Halse des Ventilgehäuses), die aber dann eine recht erhebliche Höhe besitzen muss, soll Ecken der Führungsrippen vermieden werden, und die überdies, wenn die nachtheilige Rostbildung ferngehalten werden soll, Ausbüchsen des Halses des Ventilgehäuses mit Bronze fordert, falls das Letztere von Gusseisen ist. Die Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover fertigt die Ventilteller für Weiten von 13 bis 100 ^{mm} nach Massgabe der Fig. 305, Taf. 42, für Weiten über 100 ^{mm} nach Fig. 306 derselben Tafel. Die Dichtungsfläche ist in beiden Fällen kegelförmig. Bei Fig. 305 schliesst sich an den Kegel ein kurzes gerades Stück mit abgerundeten Ecken an, in Fig. 306 besitzt der Sitz Stege, die, wie bei der Grösse des Ringes erwünscht ist, versteifend wirken, und erhält in der Mitte eine Führungshülse für den Führungsstift des Ventiles.

Die Abmessungen, bezw. die Lage des Handrades zu den umgebenden Theilen müssen derart sein, dass die Hand der Person, welche das Handrad dreht, nicht verletzt wird. Bei der Konstruktion Fig. 301 liegt diese Gefahr insbesondere bei ungenügendem Durchmesser des Handrades vor.

Absperrventile, welche von der Flüssigkeit stark unstätig durchströmt werden, wie z. B. die meisten am Schieber- oder Ventilkasten der Dampfmaschinen sitzenden Absperrventile, namentlich dann, wenn die Füllung so klein ist, dass die Geschwindigkeit des Dampfstromes fortgesetzt wechselnd auf Null sinkt, neigen zu Bewegungen und sind deshalb dieser Sachlage entsprechend besonders sorgfältig zu entwerfen und auszuführen.

Je nach der Art und der Beschaffenheit der Flüssigkeit wird statt metallischer Abdichtung, Fig. 301 bis 306, auch solche durch Leder, Gummi, Blei u. s. w. verwendet.

Das Ventil Fig. 304 (Schäffer & Budenberg, Buckau-Magdeburg) gestattet, die Richtung der beiden Ventilstützen gegen einander zu ändern (A nach A_1 zu drehen). Ein Ventil besonderer Art, das sogenannte Peet-Ventil, zeigt Fig. 307, Taf. 42, das für Wasserleitungen von geringerer Lichtweite ziemlich viel verwendet worden ist. Die Absperrung erfolgt durch zwei Scheiben, welche der Kegel am unteren Ende der Spindel aus einander presst. Vollkommener erscheint die vorliegende Konstruktion, wenn dieser Kegel drehbar auf der Spindel angeordnet ist. Bis unmittelbar vor der Abdichtung verhält sich das Peet-Ventil als Schieber und wird deshalb auch als Peet-Schieber bezeichnet.

Um Ventile der besprochenen Art vollständig zu öffnen oder bei voller Eröffnung ganz zu schliessen, bedarf es einer Anzahl Umdrehungen der Schrauben-

spindel und damit einer mehr oder minder langen Zeit. Das wird unter Umständen, z. B. dann, wenn es sich bei eingetretenem Unfalle darum handelt, eine Dampfleitung rasch abzuschliessen, als ein schwer wiegender Mangel empfunden. In solchen Fällen empfiehlt es sich, in die Rohrleitung noch eine andere Absperrvorrichtung einzuschalten, welche sofortigen Abschluss ermöglicht. Solche Einrichtungen werden wohl auch mit dem gewöhnlichen Absperrventil in Verbindung gebracht, und dieses entsprechend ergänzt ausgeführt. Dabei ist dann aber festzuhalten, dass plötzlicher Abschluss nur gegenüber elastischen Flüssigkeiten (der Massenwirkung wegen) zulässig erscheint und dass die ganze Vorrichtung langsames Oeffnen und langsames Schliessen jeder Zeit gestatten muss.

2. Die selbstthätigen Ventile.

a. Allgemeines.

Diese Ventile haben sich unter Einwirkung der Flüssigkeitspressung selbstthätig zu öffnen und unter Einwirkung ihres eigenen Gewichts, zutreffendenfalls unter Ein- oder Mitwirkung der eigenen Elasticität oder derjenigen von Federn selbstthätig zu schliessen.

Das Eröffnen tritt ein, sobald die Pressung unterhalb des Ventiles genügend grösser als oberhalb desselben geworden ist. Nach erfolgter Eröffnung des Ventiles bewegt sich die Flüssigkeit infolge des Unterschiedes der Pressungen unter- und oberhalb des Ventiles durch dessen Oeffnung hindurch, dasselbe hierbei offen haltend. Nimmt nun die Geschwindigkeit des Flüssigkeitsstromes bis auf Null ab, so soll das Ventil abschliessen und zwar streng genommen in dem Augenblick, in welchem diese Geschwindigkeit Null geworden ist, weil sonst im nächsten Augenblick ein Rücktritt von Flüssigkeit durch die noch nicht geschlossene Ventilöffnung zu erwarten steht und weil dadurch die Ruhe des Ganges der Maschine um so erheblicher beeinträchtigt wird, je später der alsdann schlagend vor sich gehende Abschluss erfolgt. Namentlich ist es das Saugventil — wir wollen uns eine Pumpe zur Förderung von Wasser denken — welches sich in dieser Hinsicht als besonders stark beeinflusst erweist.

Hieraus folgt, dass das rechtzeitige Schliessen des Ventiles — wenigstens im Allgemeinen — nicht der rückströmenden Flüssigkeit überlassen werden darf, sondern dass hierzu besondere Kräfte thätig sein müssen. Solche Kräfte sind gegeben in der Schwere des Ventiles und zutreffendenfalls in der eigenen Elasticität des Ventiles oder in derjenigen besonders anzuordnender Federn. Sie sollen so wirken, dass das Ventil bei der grössten Geschwindigkeit der Flüssigkeit am meisten geöffnet ist, mit Abnahme dieser Geschwindigkeit zu sinken beginnt und bei der Geschwindigkeit Null auf seinem Sitze anlangt. Je nach der Natur dieser das Schliessen besorgenden Kräfte unterscheiden wir

a) Gewichtsventile, wenn die Schwerkraft allein thätig ist,

a) Federventile, wenn die eigene Elasticität des Ventiles oder diejenige von Federn vorzugsweise den Abschluss bewerkstelligt,

c) Gewichts- und Federventile, wenn beide Kräfte von wesentlichem Einflusse sind.

Von einem reinen Federventil lässt sich nur dann sprechen, wenn die Ventilmasse in der Flüssigkeit schwebt, d. h. wenn das specifische Gewicht der Ersteren gleich demjenigen der Letzteren, also der Auftrieb des in der Flüssigkeit befindlichen Ventiles gleich dem Gewicht des Letzteren ist.

In vielen Fällen genügt die Schwerkraft zur Herbeiführung des rechtzeitigen Abschlusses. In anderen Fällen jedoch, in denen der Umstand, dass die Schwerkraft an mit Trägheitsvermögen begabte Massen gebunden ist, hinderlich sich erweist, wie dies für Pumpen mit grossen Hubzahlen zutrifft, muss zur Anordnung von Federventilen geschritten werden [1]).

Die Feststellung der zum rechtzeitigen Abschlusse nöthigen Ventilbelastung hat einzugehen nicht blos auf die Form, Beschaffenheit und die Abmessungen des Ventiles, sowie der Umgebung desselben, sondern auch auf die Beschaffenheit, insbesondere auf das specifische Gewicht der Flüssigkeit, die zu fördern ist, auf die Grösse des Hubes und des wirksamen Querschnittes des Kolbens der Maschine (Pumpe, Gebläse, Kompressor), zu welcher das Ventil gehört, und auf das Gesetz, nach welchem sich die Kolbenbewegung vollzieht. Daraus erhellt, dass die Ermittluug der erforderlichen Ventilbelastung in Sonderwerke über Pumpen, Gebläse, einschliesslich Kompressoren, gehört, infolgedessen wir uns hier auf das Nachstehende, welches zunächst nur Kolbenpumpen zur Förderung von Wasser im Auge hat, beschränken müssen [2]).

---

[1]) Da die Bewegung des Ventiles beim Schliessen mit der Geschwindigkeit Null beginnt, so muss dessen Masse beschleunigt werden; diese Beschleunigung wird beim Gewichtsventil durch die Schwerkraft desselben herbeigeführt. Die erzielbare Beschleunigung ist nun proportional der um den Auftrieb verminderten Schwerkraft des Ventiles, und umgekehrt proportional der Masse desselben, also beschränkt und durch Vergrösserung des Gewichts nicht über ein gewisses Mass hinaus steigerbar. Daraus folgt, dass ein gegebenes Ventil in einer gewissen Zeit nur eine begrenzte Anzahl Hübe gestatten wird und dass sich diese Zahl durch Vermehrung des Ventilgewichts nur dadurch noch vergrössern lassen kann, dass der Ventilhub, d. i. der beim Schliessen zurückzulegende Weg, sich verringert. Auf diesem Wege fortschreitend, kommt man dann zu sehr schweren Ventilen und zu Ventilhüben von einigen Millimetern, ohne mit der Hubzahl eine gewisse Grenze überschreiten zu können.

Dass grosse Ventilmassen überdies für die Eröffnung des Ventiles nicht erwünscht sind, liegt klar zu Tage.

[2]) Gleichungen zur Bestimmung der erforderlichen Ventilbelastung für Pumpen sind aufgestellt worden von Fink, Riedler, v. Reiche und dem Verfasser.

Fink („Theorie und Konstruktion der Brunnenanlagen, Kolben- und Centrifugalpumpen, der Turbinen" u. s. w., Berlin 1878, S. 95) berücksichtigte nur den sogenannten Wasserstoss, d. h. diejenige Kraft, welche der Wasserstrom, indem er, gegen das Ventil treffend, von seiner Richtung abgelenkt wird, auf dasselbe ausübt. Riedler („Indikatorversuche an Pumpen" u. s. w., München 1881, S. 40) liess diesen Wasserstoss ausser Acht und ermittelte die Ventilbelastung aus dem Unterschiede der Pressungen, welche unter- und oberhalb des Ventiles herrschen. Grundsätzlich das Gleiche thut v. Reiche („Die Berechnung und Konstruktion der wichtigsten Werkzeugdampfmaschinen", Aachen 1883, S. 120), dessen Gleichung sich von der Riedler'schen nur dadurch unterscheidet, dass sie nicht den Querschnitt der Ventilsitzmündung, sondern den oberen Querschnitt des Ventiltellers enthält. Verfasser („Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen." Anhang zu: „Die Konstruktion der Feuerspritzen." Stuttgart 1883, S. 180 u. a) berücksichtigte die dynamischen Verhältnisse, also auch den Wasserstoss, sowie den oben bezeichneten Pressungsunterschied und suchte die Einzelheiten der Ventilkonstruktion nach Möglichkeit zu beachten.

Ueber die erwähnten Gleichungen s. auch Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 788 u. f., woselbst an zwei Beispielen gezeigt ist, dass die drei zuerst genannten Gleichungen ein

Die Dichtungsfläche ist klein zu halten. Der Erfüllung dieser Bedingung sind gewisse Grenzen gezogen. Die Dichtungsfläche muss zunächst so breit sein, dass die Abdichtung gesichert ist; sodann hat sie der Anforderung zu genügen, dass die Pressung zwischen Sitz- und Ventilfläche nicht dasjenige Mass überschreitet, welches das Material des Sitzes oder des Ventiles unter Berücksichtigung der besonderen Verhältnisse des gerade vorliegenden Falles als höchstens zulässig gestattet.

Unter sonst gleichen Verhältnissen ist dasjenige Ventil das bessere, welches das specifisch schwerere ist. Das Ventil ist nicht schwerer als nöthig zu machen.

---

mehr oder minder grosses Minus an Belastung liefern. Ihnen allen liegt, ausgesprochen oder unausgesprochen, die Auffassung zu Grunde, dass es sich um die Bestimmung derjenigen Kraft handle, mit welcher das geöffnete Ventil belastet werden muss, um sich in dieser Lage gegenüber der von der strömenden Flüssigkeit bethätigten Wirkung im Gleichgewicht zu befinden. Je nach der Grösse der Geschwindigkeit, welche dabei in die Rechnung eingeführt wird, kann — entsprechend dieser Auffassung — die Ventilbelastung so gross ermittelt werden, dass das Ventil aufsteigend die Hubbegrenzung nicht erreicht, sondern bereits vorher mit der bezeichneten Kraft in's Gleichgewicht gelangt, d. h. auf dem Wasserstrome schwebt. Mit Abnahme der Geschwindigkeit dieses Stromes, d. i. nachdem der Pumpenkolben seine grösste Geschwindigkeit überschritten hat, wird das Ventil zu sinken beginnen und kann rechtzeitig schliessen. Ob es das in Wirklichkeit thut, hängt aber davon ab, ob es im Stande ist, seine Hubhöhe in der Zeit zurückzulegen, welche bis zum Ende des Kolbenhubes verstreicht. Dafür bietet auch die Gleichung des Verfassers (Gl. 521, bezw. 522, S. 556), obgleich sie die genaueste der vier genannten Vorschriften ist, keine Gewähr, wenn es sich um grössere Hubzahlen handelt. Bei mittleren und kleineren Hubzahlen sichert sie rechtzeitigen und stossfreien Schluss, wenn man kleine Hubhöhen annimmt und die Zahlenkoeffizienten, welche in die Rechnungen zu führen sind, im Sinne des Zweckes unserer technischen Rechnung entsprechend wählt. Man erhält so recht schwere Ventile. Mit der Gewichtigkeit aber wächst — abgesehen von anderen Uebelständen — die Grösse des Ventilwiderstandes, d. h. die Summe der hydraulischen Bewegungswiderstände, welche mit dem Strömen der Flüssigkeit durch das Ventil verknüpft sind, und überdies nimmt die Höhe ab, auf welche angesaugt werden kann.

Je eingehender sich Verfasser mit dem Gegenstande beschäftigte, um so mehr erkannte er, dass sich hier nur durch Versuche eine Klarstellung der Einflüsse der in Betracht kommenden Verhältnisse erreichen lasse. Infolge dessen entschloss er sich 1883 zur Beschreitung dieses Weges und führte in der Zeit von 1884 bis 1886 eine grosse Reihe von Versuchen aus, deren Hauptergebniss schliesslich in der Auffindung des Gesetzes bestand, dass bei gleichförmiger Geschwindigkeit der Kurbelwelle, durch welche die Pumpe getrieben wird, an der Grenze des rechtzeitigen Ventilschlusses zwischen Umgangszahl n und Kolbenhub s, bezw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit $u_m = \frac{s\,n}{30}$, die Beziehung besteht

$$n^2 s = \text{konstant},$$

oder

$$n\,u_m = \text{konstant} = a^2, \qquad 517$$

dass dabei die wirksame Ventilbelastung P (Gewicht des Ventiles im Wasser, also nach Abzug des Auftriebes) dem Produkte $n\,u_m$ proportional ist, d. h.

$$\alpha P = n\,u_m = a^2 \qquad 518$$

$$P = \frac{n\,u_m}{\alpha} = \frac{n^2 s}{30\,\alpha},$$

und dass ferner die Grösse $\alpha = \frac{a^2}{P}$ umgekehrt proportional dem Querschnitt F des Pumpenkolbens, also

$$\alpha = \frac{\varepsilon}{F}, \qquad 519$$

somit

$$P = \frac{1}{\varepsilon}\,n\,u_m\,F \qquad 520$$

Insbesondere für Pumpen mit grosser Hubzahl gilt: Die Ventilmasse ist möglichst zu vermindern und der fehlende Betrag an wirksamer Ventilbelastung durch Federn zu ersetzen, deren Elasticität ganz oder theilweise die Obliegenheit der Schwerkraft des gewöhnlichen Gewichtsventiles übernimmt, ohne die Trägheit als unerwünschte Zugabe in gleichem Masse zu besitzen. Die Forderung führt in letzter Linie zur Konstruktion des möglichst leichten Ventiles als Feder [1]).

Die Führung des Ventiles soll eine gesicherte sein und im Interesse leichten Spieles möglichst wenig Reibungswiderstände verursachen.

Die Richtung, in welcher die Flüssigkeit dem Ventile zugeführt, und diejenige, in der sie von ihm weggeführt wird, soll eine auf das richtige Spiel desselben möglichst rücksichtnehmende sein.

Im Uebrigen sind die S. 560 und 561 bezeichneten Gesichtspunkte zu beachten.

b. Ventilkonstruktionen.

α. Hubventile.

Je nachdem die abdichtende Fläche einer Ebene, einem Kegel oder einer Kugel angehört, spricht man von Teller-, Kegel- oder Kugelventilen [2]).

---

wodurch festgestellt war, dass die Ventilbelastung durch die Umdrehungszahl im quadratischen, durch den Kolbenhub dagegen nur im einfachen Verhältnisse beeinflusst wird.

Im Verlaufe dieser Versuche gelang es dem Verfasser auch, unter Anwendung eines ausserordentlich einfachen Mittels einen Weg ausfindig zu machen, um den bisher nicht bestimmbaren — weil nur einen Augenblick wirkenden — Ventilüberdruck zu messen und dadurch den Einfluss der Sitzbreite des Ventiles, der Umgangszahl der Kurbelwelle u. s. w. auf die Grösse dieses Ueberdruckes festzustellen. Diese Messung kann mit jedem Indikator vorgenommen werden, der nur durch eine einfache Gabel, welche z. B. die Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover liefert, zu ergänzen ist. Näheres findet sich in des Verfassers Arbeiten: „Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand", Berlin 1884, „Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile", Stuttgart 1887, oder auch Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886 (S. 421 bis 430, 475—477, 801—806, 1036—1041, 1058—1063), 1887 (S. 41—47, S. 61—67).

„Theoretische Untersuchungen über die Bewegung der Pumpen- und Gebläseventile" u. s. w. sind in neuerer Zeit von J. Tobell in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 25 u. f., 1890, S. 325 u. f. veröffentlicht worden. S. auch diese Zeitschrift 1889, S. 1150 u. f.

Aus neuester Zeit ist die Arbeit von M. Westphal „Beitrag zur Grössenbestimmung von Pumpenventilen" in der gleichen Zeitschrift 1893, S. 381 u. f. hervorzuheben.

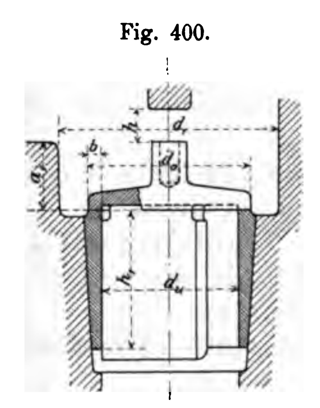
[1]) In Bezug auf die Begründung der ausgesprochenen Forderungen, wie auch hinsichtlich anderer Punkte sei auf des Verfassers Vortrag: „Ventile für Kolbenpumpen mit grosser Hubzahl", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1881, S. 137 u. f., sowie auf dessen S. 553 (Fussbemerkung) erwähnte Arbeit, § 6 (Wirkungsweise der Ventile) verwiesen.

Zur Aufstellung der Beschleunigungsgleichung für Ventile unter Berücksichtigung der Federkraft war Verfasser (1874) durch die Aufgabe veranlasst worden, Pumpen mit grosser Hubzahl für Dampffeuerspritzen zu konstruiren (vergl. z. B. die Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architektenvereins 1876, S. 58).

[2]) In Bezug auf die Ventilbelastung und den Ventilwiderstand ergaben die vom Verfasser mit den in den Fig. 401 bis 409 dargestellten 9 Ventilen durchgeführten Versuche Folgendes:

Die Fig. 400 zeigt ein Tellerventil mit unterhalb der Sitzfläche gelegener Führung. Dieselbe besteht aus 3 oder 4 Rippen, deren führende Flächen sich nicht bis zur Sitzebene erstrecken dürfen, wie dies die Abbildung erkennen lässt. Um die Abnützung der Führungsflächen der Rippen zu vermindern, werden dieselben aussen verbreitert, wie Fig. 408 zeigt.

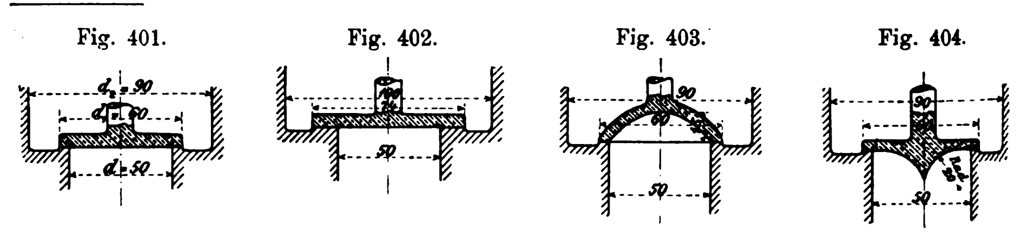
Fig. 400.



Die einseitige Abschrägung der Rippen an der Unterseite soll auf eine geringe Drehung des Ventiles beim Schieben hinwirken. Zu empfehlen ist das Abschlichten der Führungsflächen nach dem Drehen; nicht selten kann man noch recht grobe, vom Drehen herrührende Querstriche beobachten, die im Verein mit kleinen Schmutztheilchen und dergl. leicht das Spiel erheblich beeinträchtigen können.

Damit die Führung eine gesicherte ist, soll h_1, Fig. 400, genügend lang gewählt werden. Strömt die Flüssigkeit dem Ventile von unten achsial zu und oben achsial ab, entsprechend reichlicher Grösse von a_1,

Fig. 401. Fig. 402. Fig. 403. Fig. 404.



Bezeichnet

P diejenige Kraft, mit welcher das geöffnete Ventil belastet werden muss, um sich in dieser Lage gegenüber der von der strömenden Flüssigkeit bethätigten Wirkung im Gleichgewicht zu halten,

d den Durchmesser der Ventilsitzöffnung (Fig. 401),

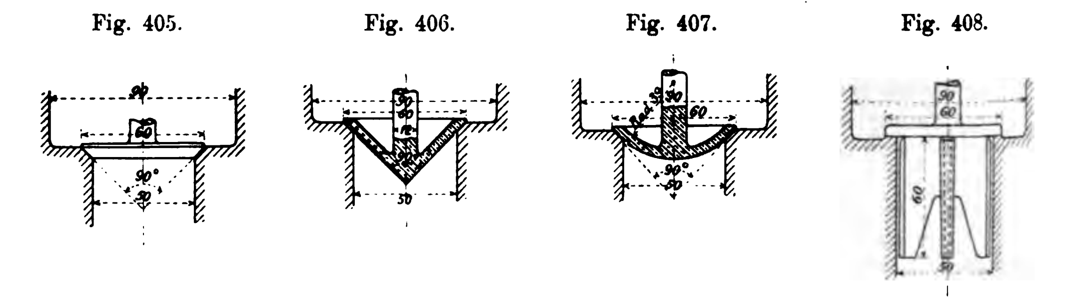
$f = \frac{\pi}{4} d^2$ den Querschnitt der Ventilsitzöffnung,

h die Hubhöhe des Ventiles,

i die Anzahl der Rippen im Falle unterer Führung des Ventiles durch Rippen (Fig. 408 und 409),

e die Breite dieser Führungsrippen, gemessen auf dem Umfange πd,

Fig. 405. Fig. 406. Fig. 407. Fig. 408.



b die radiale Breite der Dichtungsfläche $= \frac{1}{2} (d_1 - d)$ (Fig. 401),

c die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unter dem Ventil ankommt, also durch den Querschnitt f fliesst,

$g = 9{,}81$ die Beschleunigung der Schwere,

so wird ein kleinerer Werth von h_1 genügen, als wenn diese Bedingung nicht erfüllt ist. Meist trifft das Letztere zu, d. h. der Wasserstrom besitzt eine mehr oder minder gegen die Ventilachse geneigte Richtung, infolgedessen soll

$$h_1 \geqq d_u \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 529$$

ζ den Widerstandskoeffizienten für das Ventil derart, dass die Widerstandshöhe, welche die gesammten durch das Ventil verursachten Bewegungswiderstände misst, $\zeta \frac{c^2}{2g}$ beträgt,

$\alpha\ \beta\ \gamma\ \varkappa\ \mu$ Erfahrungskoeffizienten,

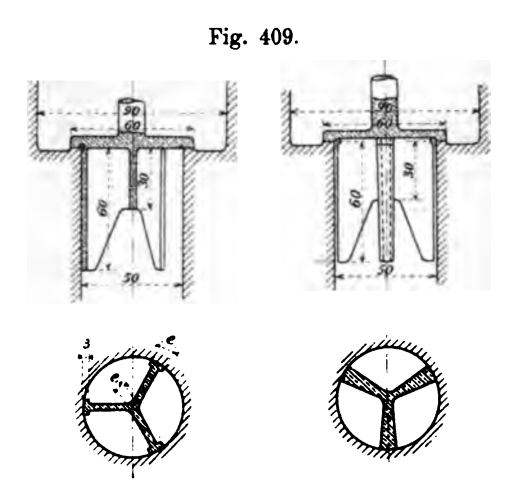
so gelten mit dem Meter als Längen-, dem Quadratmeter als Flächen- und dem Kilogramm als Gewichtseinheit folgende Gleichungen:

$$P = 1000 f \frac{c^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{d}{4\mu h}\right)^2\right] \quad \ldots\ldots \quad 521$$

$$P = 1000 f \frac{c^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{f}{\mu\,(\pi d - ie)\,h}\right)^2\right] \quad \ldots \quad 522$$

Diese Gleichungen, welche die gemeinschaftliche Form

Fig. 409.



$$P = 1000 f \frac{c^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{f}{\mu h u}\right)^2\right]$$

besitzen, sofern u den Umfang des Cylindermantels bedeutet, durch welchen die Flüssigkeit nach auswärts entweicht, gemessen an der Peripherie von f, hatte ich schon früher aufgestellt und in der 1882 erschienenen Arbeit „Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen" (Anhang zu dem Werke „Die Konstruktion der Feuerspritzen") § 6 und 7 daselbst veröffentlicht.

Ferner gelten die Beziehungen

$$\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d}{h}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 523$$

$$\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d^2}{(\pi d - ie)\,h}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 524$$

$$\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d}{h}\right) + \gamma\left(\frac{d}{h}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 525$$

Im Besonderen ist zu nehmen:

1. Für Tellerventile ohne untere Führung nach Massgabe der Fig. 401 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d}{10} \text{ bis } \frac{d}{4}.$$

a) Gl. 521 mit

$$\varkappa = 2{,}5 + 19\,\frac{b - 0{,}1\,d}{d} \text{ bei Breiten } b \text{ von } \frac{d}{10} \text{ bis } \frac{d}{4},$$

$\mu = 0{,}60$ bei breiter Dichtungsfläche, bis 0,62 bei schmaler Dichtungsfläche.

b) Gl. 523 mit

$$\alpha = 0{,}55 + 4\,\frac{b - 0{,}1\,d}{d} \text{ bei Breiten } b \text{ von } \frac{d}{10} \text{ bis } \frac{d}{4},$$

$\beta = 0{,}15$ bei schmaler Dichtungsfläche, bis 0,16 bei breiter Dichtungsfläche.

Ob die Gestaltung der Unterfläche, d. h. der dem Wasserstrome zugekehrten Stirnfläche des Ventiles, von der Ebene abweicht, sich derjenigen in Fig. 403 oder 404 nähert, das beeinflusst die angegebenen Koeffizienten nur wenig, immerhin aber ist es von Interesse, zu beachten, dass ζ für das Ventil Fig. 403 kleiner, dagegen für das Ventil Fig. 404 grösser ist, als für das Ventil Fig. 401. Hieraus darf, da die Form des Ventiles Fig. 404 die allmähliche Herbeiführung der seitlichen Ablenkung des Wasserstromes bezweckt, während beim Ventil Fig. 403 die Unterfläche zurückgezogen ist, infolgedessen der Wasserstrom dieselbe — abgesehen von der Dichtungsfläche — überhaupt

gewählt werden. Entscheidet man sich für erheblich weniger, so müssen eben die etwa eintretenden nachtheiligen Folgen in den Kauf genommen werden.

---

nicht berührt, geschlossen werden, dass der Widerstand an der polirten Metallfläche (Fig. 404) grösser ist, als an dem ruhenden Wasser, welches sich in der Höhlung des Ventiles Fig. 403 befindet. Die Richtigkeit dieses Schlusses wird bestätigt durch das im Nachstehenden unter 3. und 4. Bemerkte, wonach das Ventil Fig. 406 einen weit grösseren Bewegungswiderstand bietet als das Ventil Fig. 405. Ebenso ist dieser für die Konstruktion Fig. 407 ein wenig bedeutender als für das Ventil Fig. 405.

Die Breite der Dichtungsfläche erweist sich viel einflussreicher als die Form der Unterfläche des Ventiles.

2. Für Tellerventile mit unterer Führung nach Massgabe der Fig. 408 bei Hubhöhen

$$\frac{d}{8} \text{ bis } \frac{d}{4}.$$

a) Gl. 522 mit Werthen von $\varkappa$ und μ, welche um 10% kleiner sind als die unter 1. a) gegebenen,

b) Gl. 524 mit Werthen von α, welche die unter 1. b) gegebenen um 0,8 bis 1,6 überschreiten, entsprechend einer Verengung des Querschnittes der Ventilöffnung durch die Führungsrippen um 13, bezw. 20%, d. h. auf 0,87 f, bezw. 0,80 f

$$\beta = 1{,}7 \text{ bis } 1{,}75.$$

Hiernach ist der Widerstandskoeffizient bei unterer Führung ganz bedeutend grösser als ohne solche.

3. Für Kegelventile mit ebener Unterfläche nach Massgabe der Fig. 405

a) Gl. 521 mit

$$\varkappa = -1{,}05 \qquad \mu = 0{,}89$$

bei Hubhöhen

$$h = 0{,}1\, d \text{ bis } 0{,}15\, d \qquad (b = 0{,}1\, d).$$

Die Aenderung der Führung des seitlich ausströmenden Wassers bei Ueberschreitung einer gewissen Hubhöhe (hier 0,15 d) hat plötzliche Aenderung von P zur Folge.

a) Gl. 525 mit

$$\alpha = 2{,}6 \qquad \beta = -0{,}8 \qquad \gamma = 0{,}14$$

bei Hubhöhen

$$h = \frac{d}{10} \text{ bis } \frac{d}{4} \qquad (b = 0{,}1\, d).$$

Der Widerstandskoeffizient ist hier wesentlich kleiner als bei den unter 1. gedachten Ventilen.

4. Für Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche nach Massgabe der Fig. 406 bei Hubhöhen

$$\frac{d}{8} \text{ bis } \frac{d}{4}.$$

a) Gl. 521 mit

$$\varkappa = 0{,}38 \qquad \mu = 0{,}68$$

b) Gl. 523 mit

$$\alpha = 0{,}6 \qquad \beta = 0{,}15.$$

Der Widerstandskoeffizient erweist sich hier bedeutend grösser als auf das unter 3. genannte Kegelventil.

5. Für Ventile mit kugelförmiger Unterfläche auf kegelförmiger Sitzfläche nach Massgabe der Fig. 407 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d}{10} \text{ bis } \frac{d}{4}.$$

a) Gl. 521 mit

$$\varkappa = 0{,}96 \qquad \mu = 1{,}15$$

b) Gl. 525 mit

$$\alpha = 2{,}7 \qquad \beta = -0{,}8 \qquad \gamma = 0{,}14.$$

Die Hubhöhe h des Ventiles bestimmt sich aus dem Umfang u des Cylindermantels, durch welchen die Flüssigkeit nach aussen entweicht, gemessen an der

---

Diese Koeffizienten setzen voraus, dass (Fig. 401)

$$\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) = 1{,}8\,\frac{\pi}{4}\,d^2 = 1{,}8\,f,$$

d. h. dass der ringförmige Querschnitt zwischen Ventilteller und Gehäusewandung um 80 % grösser ist als die Ventilöffnung, und ferner,

dass das Wasser das Ventilgehäuse in senkrechter Richtung verlässt.

Die unter 1., 3. und 5. genannten Versuchsventile waren an der ganzen Unterfläche sauber bearbeitet, das Versuchsventil 2 (Fig. 408) dagegen nur an der Dichtungsfläche und an den führenden Flächen der Rippen. Die Gehäusewandungen blieben unbearbeitet, dagegen war die Ventilsitzöffnung sauber ausgebohrt.

Hinsichtlich der Einzelheiten muss auf die bezeichnete Schrift verwiesen werden, namentlich auch darauf, dass für den Fall der Berücksichtigung von Ventilerhebungen herunter bis auf $\frac{d}{50}$ und hinauf bis auf $\frac{d}{2}$ die folgenden Gleichungen

$$P = 1000\,f\,\frac{c^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{d}{4\,\mu\,(a_1 + h)}\right)^2\right] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 526$$

$$\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d}{a_2 + h}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 527$$

(an Stelle der Gl. 521 und 523) den Zusammenhang genauer zum Ausdrucke bringen. Hierin ist zu setzen für das Tellerventil Fig. 401

$a_1 = 0{,}0008$ m $\qquad \varkappa = 1{,}85 \qquad \mu = 0{,}52$

$a_2 = 0{,}0005$ m $\qquad \alpha = 0{,}30 \qquad \beta = 0{,}18$

und für das Tellerventil Fig. 402

$a_1 = 0{,}0016$ m $\qquad \varkappa = 3{,}4 \qquad \mu = 0{,}435$

$a_2 = 0{,}0005$ m $\qquad \alpha = 0{,}7 \qquad \beta = 0{,}19.$

Die vorstehenden Versuchsergebnisse ermöglichen beispielsweise die Lösung von Aufgaben folgender Art.

In einer Rohrleitung vom Durchmesser d ist ein Tellerventil mit oberer Führung, etwa nach Fig. 401, als Rückflussventil eingeschaltet. Das Gewicht desselben im Wasser beträgt G kg, die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung c m. Es wird verlangt die Bestimmung des Druckhöhenverlustes, welchen die Einschaltung dieses Ventiles verursacht. Dann ist aus Gl. 521 (bezw. 526) nach Einführung des bekannten Werthes G für P die Ventilerhebung h zu bestimmen und mit dieser Grösse aus Gl. 523 (bezw. 527) der Widerstandskoeffizient ζ zu ermitteln. Hierdurch ist dann die gesuchte Druckhöhe $\zeta\,\frac{c^2}{2g}$ festgestellt.

Bisher pflegte man dieselbe in der Weise zu ermitteln, dass unterstellt wurde, der Widerstand $\zeta\,\frac{c^2}{2g}\,.\,f\,.\,1000$ sei gleich dem Gewichte des Ventiles im Wasser, also

$$\zeta\,\frac{c^2}{2g}\,.\,f\,.\,1000 = G$$

$$\zeta\,\frac{c^2}{2g} = \frac{G}{1000\,f} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 528$$

Greifen wir zum Zwecke des raschen Vergleiches den Versuch Nr. 13 und 14 (S. 14 der Schrift über die Versuche) heraus, so wurde beobachtet

$$P = 1{,}711\ \text{kg} \qquad h = 0{,}0126\ \text{m}$$

$$\text{bei } c = 1{,}850\ \text{m}, \qquad \text{entsprechend } \frac{c^2}{2g} = 0{,}174\ \text{m},$$

und nach S. 18 Nr. 17 und 18 der Widerstandskoeffizient zu 2,96 ermittelt. Demnach der thatsächliche [illegible] verlust

$$2{,}96\,.\,0{,}174 = 0{,}515\ \text{m}.$$

Peripherie der Ventilmündung f, aus der radialen Geschwindigkeit c_r, mit welcher die Flüssigkeit, die in der Ventilmündung f die Geschwindigkeit c besitzt, diesen Mantel

---

Die Gl. 528 würde liefern

$$\frac{1,711}{1000 \,.\, 0,001964} = 0,871 \text{ m},$$

also

$$\frac{0,871 - 0,515}{0,515} 100 = 69 \%$$

zu viel.

Bei Versuch Nr. 1 und 2 S. 33 (Ventil mit kegelförmiger Sitzfläche, Fig. 405) a. a. O. wurde beobachtet

$$P = 1,080 \text{ kg} \qquad h = 0,0076 \text{ m}$$

$$\text{bei } c = 2,108 \text{ m}, \quad \text{entsprechend } \frac{c^2}{2g} = 0,226 \text{ m},$$

und nach S. 36 Nr. 12 und 13 ermittelt

$$\zeta = 3,15.$$

Demnach thatsächlicher Druckhöhenverlust

$$3,15 \,.\, 0,226 = 0,712 \text{ m}.$$

Die Gl. 528 würde geben

$$\frac{1,080}{1000 \,.\, 0,001964} = 0,550 \text{ m},$$

also

$$\frac{0,712 - 0,550}{0,712} 100 = 23 \%$$

zu wenig.

Die durch Gl. 528 bestimmte Rechnungsweise muss desshalb als ungenügend bezeichnet werden.

Die mit den gleichen, jedoch in der Pumpe arbeitenden Ventilen zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile angestellten Versuche lieferten nachstehende Hauptergebnisse.

1. Das bereits oben (S. 566) erwähnte und in den Gl. 517 bis 520 ausgesprochene Gesetz.

2. Die Verminderung des Ventilhubes durch Anordnung einer starren Hubbegrenzung (bei sonst gleichen Verhältnissen) ist Ursache, dass der Ventilschluss später erfolgt. Sie beeinflusst die Ruhe des Abschlusses nur ungünstig; es sei denn, dass die Grösse des Ventilhubes auf einen Betrag zurückgeführt wird, welcher mit Rücksicht auf den Ventilwiderstand wenigstens im Allgemeinen unzulässig erscheint. Verringerung des Ventilhubes erscheint nur zulässig durch Vermehrung der Ventilbelastung. Die Hubbegrenzung braucht nur Zufälligkeiten gegenüber oder unter besonderen Umständen vorhanden zu sein; für gewöhnlich soll das Ventil auf dem Flüssigkeitsstrome schweben. Federnde Hubbegrenzungen, welche eine die Ventilbelastung mehr oder minder ergänzende Wirkung äussern, sind demgemäss zu beurtheilen.

3. Eine allgemeine Nothwendigkeit zu so kleinen Ventilhüben, wie sie üblich geworden sind, liegt nicht vor.

4. Die durch Gl. 518 bestimmte Grösse α ergiebt sich für das Ventil Fig. 402 (breite Sitzfläche) um rund ein Viertel kleiner, also die erforderliche Ventilbelastung dementsprechend grösser, als für das Ventil Fig. 401 (normale Sitzfläche).

Das Gleiche findet sich für das Ventil mit unterer Führung Fig. 408, doch beträgt der Unterschied weit weniger, etwa nur $^1/_{12}$.

5. Tellerventile zeigen stossfreies Spiel bis an die Grenze des rechtzeitigen Schlusses; die Kegelventile schliessen streng genommen erst bei verhältnissmässig kleinen Geschwindigkeiten ohne Schlag (Einfluss der Wasserschicht zwischen Ventil und Sitz, welche beim Auftreffen des Tellerventiles als Puffer wirkt, während sie vom Kegelventil abgeschoben wird).

Für Kegelventile genügt eine erheblich geringere Ventilbelastung.

6. Die Weite des Ventilgehäuses beeinflusst die erforderliche Ventilbelastung P in der Weise, dass unter sonst gleichen Verhältnissen P wächst mit abnehmender Weite und sich vermindert, wenn diese vergrössert wird.

durchströmt und aus dem zugehörigen (die Kontraktion beim Durchgange durch die Querschnitte f und $u h$ berücksichtigenden [1]) Ausflusskoeffizienten μ durch

$$f c = \mu u h c_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 530$$

Mit $c_r = c$, $\mu = 1$, $u = \pi d_u$, $f = \frac{\pi}{4} d_u^2$ (wie oft stillschweigend gesetzt wird), findet sich

$$h = \frac{d_u}{4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 531$$

Für das Ventil Fig. 408 folgt bei i Führungsrippen, welche aussen die Breite e und innen eine solche e_1 besitzen,

$$u = \pi d_u - i e, \qquad f = \infty \frac{\pi}{4} d_u^2 - i e_1 \frac{d_u}{2}.$$

Wenn von h ausgegangen werden soll, so wird d_u nach Gl. 530 berechnet. Bei Wahl von μ ist die Beschaffenheit der Unterfläche des Ventiles zu beachten, zutreffendenfalls dem nachtheiligen Einfluss von hervorstehenden Theilen Rechnung zu tragen.

Hinsichtlich des Einflusses der Hubbegrenzung ist auf S. 572, Ziff. 2 der Fussbemerkung daselbst zu verweisen.

Die Sitzbreite $b = 0{,}5\,(d_0 - d_u)$ ist nach Massgabe des im Vorstehenden Bemerkten zu wählen. Für gewöhnliche, aufgeschliffene Wasserpumpenmetallventile reicht aus

$$b = \frac{4}{5} \sqrt{d_u} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 532$$

Ist man sicher, dass die zu fördernde Flüssigkeit rein, und dass das Ventil durchaus ruhig sich aufsetzt, so kann der Sitz je nach den Verhältnissen noch mehr oder minder erheblich schmäler gehalten werden.

Nicht spielende Ventile dürfen unter Umständen viel schmäler ausgeführt werden, was auch geschieht, sofern noch andere Gründe dafür sprechen; so z. B. pflegt man Sicherheitsventilen eine Sitzbreite von 1,5 bis 2^{mm} zu geben.

Mit Leder ausgerüstete Tellerventile erhalten eine etwas grössere Sitzbreite, als aufgeschliffene, etwa

$$b = \frac{5}{4} \sqrt{d_u}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 533$$

worin d_u ebenso wie bei Gl. 532 in mm anzunehmen ist.

Bei hohem Druck des Wassers wird die in der Dichtungsfläche eintretende Pressung für b massgebend. Man überschreitet bei Leder oder Gummi $30\,^{kg}/_{qcm}$ nicht gern, jedenfalls dann nicht, wenn die Berührung zwischen Ventil und Sitzfläche eine

7. Der Ventilüberdruck ist unter Umständen recht bedeutend; er wird namentlich von der Beschleunigung beeinflusst, mit welcher der Pumpenkolben seine Bewegung beginnt (nach S. 454, Fig. 272, $\omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right)$, bezw. $\omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right)$, sofern ω konstant ist), sowie von der Grösse der Sitzfläche, mit beiden Grössen wachsend u. s. w.

[1]) Vergl. hierüber „Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktionen der Kolbenpumpen", S. 187.

etwas unruhige ist. Nach Erfahrungen von Riedler[1]) kann bei sicherer Führung des Ventiles und bei ruhiger Berührung des Sitzes bis 85 $^{kg}/_{qcm}$ gegangen werden.

Soll das Leder den Schlag von Ventilen mildern, so muss es genügend dick, nöthigenfalls in mehr als einer Lage verwendet werden. Mit Rücksicht auf sein Verhalten in der Wärme darf Leder nur für kalte Flüssigkeiten, welche es nicht angreifen, verwendet werden, insbesondere also für kaltes Wasser, wohl auch für Luft von gewöhnlicher Temperatur. Bei Saugventilen von Gebläsen hält es sich befriedigend, weniger bei Druckventilen, die von der gepressten und dadurch erwärmten Luft bestrichen werden. Da, wo bei längerem Stillstand das Leder austrocknen, hart werden kann und wo das Pumpwerk die Bedingung zu erfüllen hat, jeden Augenblick betriebsfähig zu sein, wie das z. B. für Feuerspritzen zutrifft, sind belederte Ventile unzulässig. Auch Hartgummi darf zur Ausrüstung benutzt werden; doch erfordern solche Scheiben ein Aufschleifen, sind dagegen leichter in durchaus gleicher Güte zu erhalten. Nach Riedler sollen hier unter den oben bei Leder angegebenen Voraussetzungen bis 200 $^{kg}/_{qcm}$ Pressung in der Berührungsfläche zulässig sein.

Die Weite d_1 des Gehäuses, Fig. 400, ergiebt sich unter Zugrundelegung der Bedingung, dass der Ringquerschnitt $0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d_0^2)$ von der Flüssigkeit mit einer Geschwindigkeit c_1 durchströmt werde, aus

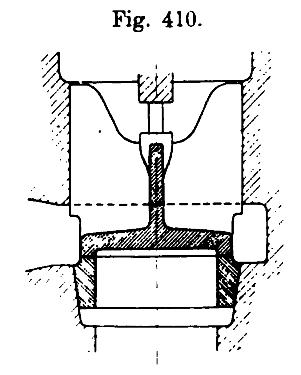
$$\mu\, 0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d_0^2)\,c_1 = 0{,}25\,\pi\,d_u^2\,c$$

zu

$$d_1 = \sqrt{d_0^2 + \frac{1}{\mu}\frac{c}{c_1}\,d_u^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 534$$

Hierin empfiehlt es sich, der Grösse μ den Charakter eines allgemeinen Berichtigungskoeffizienten beizulegen, bestimmt, nicht bloss die Kontraktion und gewisse Unregelmässigkeiten, wie z. B. die Einseitigkeit des Wasserstromes nach dem Stutzen hin u. s. w. zu berücksichtigen, sondern auch dem Einflusse der Gehäuseweite auf die Ventilbelastung (vergl. Fussbemerkung S. 572, Ziff. 6) Rechnung zu tragen, sofern man es nicht vorzieht, dem Letzteren durch Wahl von c_1 gerecht zu werden. Für Ventile mit kleinem Hube fällt c verhältnissmässig gering aus, sodass $\frac{1}{\mu}\frac{c}{c_1} < 1$ werden kann; bei mittleren Ventilhüben hingegen wird dieser Ausdruck bedeutend grösser als 1 in die Rechnung einzuführen sein.

Fig. 410.



Hinsichtlich der den Ventilsitz tragenden, eingesetzten Broncebüchse ist zu bemerken, dass es sich empfiehlt, wenigstens das letzte und saubere Ausbohren, das Abstirnen derselben und das Aufschleifen des Ventiles erst nach dem Eintreiben des aussen mit Mennige bestrichenen Sitzkegels in das Gehäuse vorzunehmen.

In Bezug auf die Stärke der Wandung des Ventilgehäuses darf auf das verwiesen werden, was S. 521 u. f. über die Wandstärke von Pumpencylindern bemerkt worden ist.

Fig. 410 stellt ein Tellerventil mit oberer Rippenführung dar, Fig. 308,

---

[1]) Siehe dessen werthvolle Abhandlungen über Pumpen und Ventile in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 21 u. f., 1885, S. 502 u. f., wie auch dessen S. 553 erwähnte Arbeit, vom Verfasser besprochen in der eben genannten Zeitschrift 1882, S. 294 u. f.

Taf. 43, ein Kegelventil mit unterer und oberer Führung. Die Letztere ist eine Stiftführung; damit in die Führungshülse etwa eingedrungene kleine feste Körper (Schmutz, Sand oder dergl.) die Thätigkeit der Ventile weniger leicht hemmen oder doch beeinträchtigen, werden an dem Stift drei oder vier Flächen angefeilt. Erfahrungsgemäss tritt dann ein Klemmen, überhaupt eine Unregelmässigkeit im Spiele des Ventiles viel seltener ein, als bei kreiscylindrischem Stift. Um gute, d. h. lange Führung zu erhalten, wird die Führungshülse nur in ihrem oberen Theile verwendet, also unten erweitert. Die führenden Stiftflächen sind ebenso wie die Rippen in Richtung der Ventilachse abzuschlichten. Der Deckel des Ventilgehäuses muss, da er führend auftritt, centrisch zur Achse des Ventilsitzes liegen; ausserdem soll seine Achse mit der Letzteren zusammenfallen. Da namentlich die letztere Bedingung nicht genau erfüllt sein wird, so muss genügender Spielraum zwischen dem Ventil und seinen Führungen vorhanden sein. Dies gilt auch für das Ventil Fig. 410.

Es ist darauf zu achten, dass die im Raume *c*, Fig. 308, enthaltene Flüssigkeit beim Aufwärtsgehen des Ventiles nahezu widerstandslos entweichen und dass beim Sinken desselben ebenso bequem Flüssigkeit nach *c* übertreten kann.

Die bequeme Zugänglichkeit des Ventiles und seines Sitzes lassen die Abbildungen deutlich erkennen. Durch Zurückdrehen einer einzigen Schraube um wenige Gänge wird der Verschlussbügel umklappbar und der Deckel frei. Da solche Deckel oft längere Zeit nicht geöffnet werden, so setzt sich an den freiliegenden Schraubengewinden leicht eine mehr oder minder starke Rostschicht an, welche die Lösung der Schraube erschwert. Aus diesem Grunde sollen Gewindegänge nicht vorstehen. Manche versehen den Deckelgriff mit einem Knopf (wie gestrichelt angedeutet), um ihn besser fassen zu können; doch ist der Werth fast Null, da bei festgebackenem Deckel doch der Hammer und wohl auch der Gebrauch des Meissels nothwendig wird.

Bei Berechnung des Bügels und der Schraube ist eine Kraft zu Grunde zu legen, welche sich aus

$$P = \frac{\pi}{4} d_m^2 p \cdot \frac{5}{4}$$

ergiebt, sofern p den massgebenden inneren Ueberdruck bedeutet. Der Koeffizient $\frac{5}{4}$ hat dem Umstande Rechnung zu tragen, dass der Deckel durch die Schraube stärker gegen die Dichtung gepresst werden muss, als der Pressung p entspricht.

Fig. 309, Taf. 43, lässt ein Ventilsitzgehäuse nebst Saug- und Druckventil einer Presspumpe erkennen. Dasselbe ist aus Bronce gefertigt und in den gusseisernen Pumpenkörper eingesetzt. Die Durchmesser der Ventile sind so bemessen, dass das Saugventil nach Wegnahme des Druckventiles herausgenommen werden kann. Zur Erleichterung dieser Arbeit sind die Ansätze der Ventile je mit einem Loch versehen, in welches Gewinde geschnitten wird. Ein Stift, welcher an dem einen Ende mit dem entsprechenden Schraubengewinde versehen ist, kann dann eingeschraubt und das Ventil durch ihn bequem nach oben gehoben werden. Dieser Stift wird auch zum Aufschleifen des Ventiles benützt. Die Verschlussschraube trägt das Sicherheitsventil, welches nach oben durch eine Ledermanschette abgedichtet ist. Der Körper *a* hat den Zweck, das Saugventil zu heben und dadurch die Pumpe auszurücken.

Ein Tellerventil mit ringförmiger Sitzfläche und Lederausrüstung zeigt der durchbrochene Kolben, Fig. 192, Taf. 26.

Fig. 411.

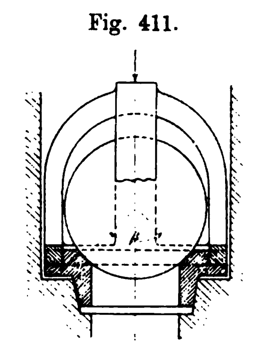


Fig. 411 giebt ein Kugelventil mit Führung wieder, beide von Bronce oder ähnlicher Legirung. Solche Ventile eignen sich besonders zur Förderung dickflüssiger Stoffe. Vollkommen dicht halten sie auf die Dauer nicht, da die Sitzfläche am Ventil fortwährend wechselt. Um Klemmen zu verhüten, soll der Winkel β 90° nicht überschreiten.

Ein Ventil mit Federbelastung, nach den Erfahrungen des Verfassers bis zu 120 Hüben in der Minute richtig arbeitend, ist in Fig. 310, Taf. 44, dargestellt. Die Gummiplatte, deren dem Ventilsitze zugekehrte Flächen unterbrochen sind und die, insoweit sie abdichten, geringere Breite besitzen, als die gegenüber liegende Sitzfläche, damit die Kanten der Letzteren nicht schädigend auf den Gummi einwirken können, ist leicht auswechselbar.

Handelt es sich um die Förderung grösserer Wassermassen, wie z. B. bei Wasserhaltungsmaschinen, den Pumpwerken der Wasserversorgungsanlagen u. s. w., so müsste der Durchmesser und der Hub eines hierfür zu konstruirenden Ventiles sehr bedeutende Grösse erhalten. Damit aber würde schon bei mittleren Hubzahlen Stössen und Schlägen in der Maschine zur Entstehung verholfen werden; bei den heute mit Recht üblichen grösseren Hubzahlen in noch verstärktem Masse. Um nun in solchen Fällen ruhigen Gang zu ermöglichen, muss der Konstrukteur auf geringen Hub der Ventile bedacht sein; kleiner Ventilhub aber bedingt bei grossem Durchgangsquerschnitt, wie er geboten werden muss, grossen Ventilumfang. Auf diesem Wege sind alsdann Ventilkonstruktionen entstanden, wie z. B. Fig. 311, Taf. 43 (Riehn, Meinicke & Wolf, D. R.-P. Nr. 866 mit Zusatz Nr. 2726), und Fig. 312, Taf. 43 (Thometzek, D. R.-P. Nr. 1691, Ausführung von G. Kuhn in Stuttgart-Berg) zeigen. Im ersteren Falle sind eine Anzahl gleicher Ringventile neben einander, im anderen über einander angeordnet. Die einzelnen Ventile, bezw. Ventilringe, gewähren (in gehobenem Zustande) der Flüssigkeit je einen äusseren und einen inneren Durchflussquerschnitt, also zwei Mantelflächen zum Durchgange. Hübe finden sich hier in der Grösse von etwa 5 bis 10^{mm}. Fig. 312 besitzt elastische Hubbegrenzung.

Aehnliche Konstruktionen giebt es in grosser Zahl. Wir müssen es uns mit Rücksicht auf den zulässigen Umfang des vorliegenden Buches und das demselben gesteckte Ziel versagen, hierauf weiter einzugehen[1]).

β. Klappenventile.

Zwei einem durchbrochenen Kolben angehörige Klappenventile, deren abschliessende Flächen mit Leder versehen sind, welches gleichzeitig das Gelenk bildet,

[1]) Ueber solche mehrfache, zusammengesetzte Hubventile und deren schwache Seiten berichtete ausführlich Riedler in den S. 561 angeführten Veröffentlichungen, sowie Waldästel in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886, S. 935 u. f. Siehe auch das neueste Werk über Pumpen von K. Hartmann, Berlin 1889.

Beispiele von Ventilen für Pumpen mit sehr grosser Hubzahl finden sich in der schon mehrfach genannten Arbeit des Verfassers: Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen, § 7, S. 188 u. f. Daselbst ist auch sonst manches oben nur Berührte weiter ausgeführt.

zeigen die Fig. 191, Taf. 26. Die Ventilsitze gehören dem gusseisernen Kolbenkörper an. Die Befestigung des auswechselbaren Leders mit dem eigentlichen Ventilkörper erfolgt durch eine schmiedeiserne Platte, welche durch Nieten oder auch durch Schrauben mit Muttern gegen denselben gepresst wird.

Ein ähnliches mit Leder ausgerüstetes Saugventil einer Pumpe geben die Fig. 313, Taf. 44. Dasselbe ist nach Lösung des Kastendeckels zugänglich. Es empfiehlt sich, für reichliche Bemessung der Höhe a besorgt zu sein. Mit Rücksicht auf die Grösse des mit a wachsenden schädlichen Raumes muss man sich unter Umständen bei der Wahl von a eine Beschränkung auferlegen. Bei den in den Abbildungen gewählten Abmessungen ist a verhältnissmässig klein.

Solche mit Lederdichtung versehene Ventile finden, wie bereits oben bemerkt, Verwendung für kalte Flüssigkeiten, sofern dieselben das Leder nicht angreifen, insbesondere also für kaltes Wasser, wohl auch für Luft von gewöhnlicher Temperatur, in welch letzterem Falle die Konstruktion natürlich viel leichter gehalten werden muss. Lederplatten werden wohl auch auf der dichtenden Fläche mit Filz überzogen, finden dann als Klappen bei Gebläsemaschinen Verwendung, zuweilen auch unmittelbar ohne solchen Ueberzug (vergl. S. 574).

Metallklappen, welche auch zur Förderung heisser Flüssigkeiten verwendet werden können, sind in den Fig. 314, Taf. 44, dargestellt. Dieselben erscheinen im vorliegenden Falle in einem luftdicht eingeschliffenen Hahn gelagert, wie er im Spritzenbau oft Verwendung findet. S ist der Saugraum, die Räume C_1 und C_2 schliessen sich an die beiden einfach wirkenden Pumpencylinder an, D steht mit dem Druckwindkessel in Verbindung. Die gezeichnete Ventilstellung hat statt, wenn die rechte Pumpe saugt und die linke drückt. Die Ventilklappen sind auf ihre Sitze sauber aufgeschliffen und gelenkartig im Hahne gelagert. Wesentlich ist, dass der Lochdurchmesser d_1 um etwa 1 bis 2^{mm} grösser ist als der Stiftdurchmesser d. Auf die Druckventile wirkt die Rückströmung energisch ein, weniger stark auf die Saugventile. Auch hier halten die Rücksichten auf den schädlichen Raum ab, mehr zu thun. Die Abdichtung der stählernen Gelenkstifte nach aussen erfolgt durch Einlegen eines Hanffadens in die unter dem Schraubenkopf befindliche Nuthe.

Die Unterbringung der Ventile in dem Hahne hat den Zweck, sie nebst ihren Sitzen leicht herausnehmen zu können. Thatsächlich erscheint dadurch die Aufgabe der Zugänglichkeit am vollkommensten gelöst. Der Kegel wird mittelst einer einzigen Mutter in das Gehäuse hineingepresst und darin gehalten, oder von seinem Sitze gelöst. Im ersteren Falle wird die im Bügel drehbar befestigte Mutter mit aufgenietetem und durch einen Stift gegen Drehung geschütztem Sechskant nach links gedreht, der Bügel legt sich hierbei gegen die Flächen $a\,b$ und $b\,c$ zweier diametral einander gegenüber gelegenen Hervorragungen und presst den Hahn in seinen Sitz; im zweiten Falle wird die Mutter nach rechts gedreht, der Bügel legt sich gegen die Flächen $c\,d$ und löst dadurch den Hahn von seinem Sitze. Um beim Einbringen desselben sofort die richtige Lage zu gewinnen, ist der Stift e vorhanden, dem eine Vertiefung im Gehäuse entspricht.

Die Tangente des Winkels zwischen der Achse des Hahnkegels und seiner Erzeugenden kann innerhalb $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{25}$ liegen. Die Breite der Dichtungsfläche soll

mindestens 20 mm betragen, welche Forderung besonders bei Anordnung der dem Stift *e* entsprechenden Vertiefung im Auge zu behalten ist.

Im Interesse des Einschleifens liegt es, den Hahn aus etwas härterer Bronce zu fertigen als das Gehäuse. Ist der Kostenpunkt in erste Linie zu stellen, so kann Letzteres auch aus Gusseisen hergestellt werden. Bezüglich des Einschleifens selbst darf auf S. 441 verwiesen werden. Damit sich kein Ansatz bildet, schliesst sich an den Kegel am stärkeren Ende ein kurzer Cylinder.

Ein nicht selten vorkommender Fehler bei solchen Ventilhähnen ist ungenügender Querschnitt für den Flüssigkeitsstrom, besonders da, wo er in das Druckrohr eintritt.

Metallklappen müssen den aus Leder bestehenden dann vorgezogen werden, wenn diese dem Austrocknen ausgesetzt sind und das Pumpwerk die Bedingung zu erfüllen hat, jeden Moment betriebsfähig zu sein, wie das z. B. bei den Spritzen der Fall ist.

Die im Vorstehenden besprochenen Klappenventile besassen eine gerade Drehachse. Anders ist das bei den in den Fig. 190, Taf. 26, und Fig. 316, Taf. 44, dargestellten Ventilen. Hier wird das Ventil durch eine Gummischeibe (Paragummi ohne Einlagen) gebildet, welche im natürlichen Zustande die in Fig. 315, Taf. 44, gezeichnete Form besitzt. In das Ventilgehäuse eingesetzt, bilden ihre Stirnflächen Ebenen, wie das Fig. 316 zeigt. Die schliessende Kraft liefert hier die eigene Elasticität der Scheibe. Nicht selten gestattet man solchen Ventilen ausser der aufklappenden Bewegung noch eine steigende. Das Loch der Scheibe wird dann mit einer Messinghülse ausgerüstet, die entweder durch Umbiegen an den Stirnseiten befestigt oder in die Scheibe eingegossen ist. Im ersten Falle wird sie aus Messingblech hergestellt; im letzteren gegossen und in der Mitte mit einer Rippe zum Eingiessen versehen.

Die Konstruktion Fig. 190, Taf. 26, findet vorzugsweise Verwendung bei den Warmwasserpumpen der Kondensationsdampfmaschinen. Da man gegen ein unerwünschtes Warmwerden des Gummi nicht vollständig gesichert ist, und die in einem solchen Falle eintretende Erweichung um so eher zu bleibenden Formänderungen der sich in die Oeffnungen des Ventilsitzes drückenden Platte führt, je grösser die Breite der Löcher, so empfiehlt es sich, diese gering zu halten. Die nach Gl. 134 angenähert zu ermittelnde Beanspruchung k_b sollte etwa 0,35 bis 0,5 kg nicht überschreiten. ebenso sollte die Pressung zwischen Scheibe und Sitzfläche nicht mehr als 2,5 bis 3 kg betragen, sodass also für $\varphi = 1$ bei der üblichen Stärke der Gummiplatte von 20 mm mit $p = 1$ kg/qcm sich ergiebt

$$k_b = \frac{1}{2}\left(\frac{b}{h}\right)^2 \frac{p}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2} = \frac{1}{8}\, b^2 \frac{1}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2},$$

woraus die zulässige Breite b der rechteckigen a langen Oeffnungen

mit	$k_b = 0{,}35$		$k_b = 0{,}5$	
für	$a = b$	$a = 4\,b$	$a = b$	$a = 4\,b$
folgt zu				
	$b = 2{,}4$ cm,	$b = 1{,}8$ cm,	$b = 2{,}8$ cm,	$b = 2$ cm,
	$a = 2{,}4$ cm,	$a = 7{,}2$ cm,	$a = 2{,}8$ cm,	[illegible] cm

Die Breite s der die Oeffnungen einschliessenden G

ıg $a b$ eine Auflagerfläche $(a+s)(b+s) - a b = (a+b)s + s^2 = \backsim (a+b)s$.ört, sich ergeben aus

$$(a+b)sk = (a+s)(b+s)p = \backsim [ab + (a+b)s]p$$

$$s = \frac{a b}{a+b} \cdot \frac{p}{k - p}$$

› für $b = 2{,}4^{cm} = a$ mit $p = 1$ $k = 2{,}5$

$$s = 0{,}8^{cm}.$$

Das Ventil Fig. 315 und 316, Taf. 44, wird benützt bei Dampfpumpen mit grosser bzahl; es gestattet Arbeitspressungen bis $8^{kg}/_{qcm}$ und Hubzahlen bis zu 200 in der ıute und noch darüber. Die oben genannten Koeffizienten k_b und k können, da Kaltwasserpumpen eine Erweichung des Gummi durch Warmwerden nicht erfolgt l da hier die Formänderungen infolge der grossen Hubzahlen in der Regel nicht t haben, sich auszubilden, bis auf 4, bezw. 20 erhöht werden. Es ist jedoch hlich, unterhalb dieser Grenzwerthe zu bleiben.

Um dem Wasser einen grossen Querschnitt beim Passiren des Ventiles zu bieten l die federnde Wirkung des Gummi mehr zur Geltung gelangen zu lassen, verasste Witte die Ausführung des in den Fig. 317 und 318 gezeichneten Ventiles. sselbe bedeckt trapezförmige Oeffnungen von etwa 12^{mm} mittlerer Breite und 22^{mm} he und ist über dem Schwerpunkte einer solchen Oeffnung am stärksten (13^{mm}). dem Umfange besitzt es eine Stärke von 12^{mm}, nach der Mitte hin sinkt diese auf 6^{mm}. Die Konstruktion erscheint als das Ergebniss der streng durchgeführten ›trebungen, grösste Hubzahl (kleinste Masse bei möglichster Elasticität des spielenı Ventiles) und grösste Saughöhe zu erzielen. Die zum Durchgange durch das ntil nöthige Druckhöhe fällt hier wesentlich geringer aus, als bei dem Ventil ;. 316, daher saugt die damit versehene Pumpe höher auf.

Vorzügliche Beschaffenheit des Gummi bei nicht zu geringem Härtegrad ist unlingtes Erforderniss für solche Ventile, deren Dauer sich dann auf mehrere Jahre igert. Gummi mit Einlagen ist nicht zu verwenden.

Ein eigentliches Festklemmen des Gummikörpers ist unstatthaft.

Die Gittersitzfläche der Gummiklappen ist von scharfen Kanten zu befreien.

Gummiklappen können auch zur Förderung von Luft, sofern diese nicht heiss , verwendet werden.

Bei der Konstruktion von Klappenventilen, deren Schluss durch das Gewicht olgt, ist im Auge zu behalten, dass dasselbe mit einem drehenden Moment wirkt, ; um so grösser ausfällt, je weiter der Schwerpunkt des Ventilkörpers von der ehaxe abliegt. Bei entsprechender Form der belastenden Ventilmasse kann durch Klappenventil ebensowohl eine wag- wie eine senkrechte Mündung abgeschlossen rden. Es handelt sich nur darum, das erwähnte Moment genügend gross zu erzielen.

Schliesslich ist noch die Drosselklappe Fig. 319, Taf. 44, zu erwähnen, welche der Regel mehr zu einer Verengung des Querschnittes, als zum Absperren benützt rd. Sie ist nicht im Stande, dicht abzuschliessen.

3. Gesteuerte Ventile.

Um bei Förderung grösserer Flüssigkeitsmengen nicht genötigt zu sein, den rch das Produkt aus Ventilumfang und Ventilhub bestimmten Durchgangsquerschnitt

auf dem Wege der Anordnung grossen Ventilumfanges und kleinen Ventilhubes zu erlangen (vergl. S. 576), hat Riedler mit durchschlagendem Erfolge zu dem Mittel gegriffen, grossen Ventilhub durch gesteuerte Schlussbewegung des Ventiles zu ermöglichen. Die Wirkungsweise der Riedler'schen Ventile ist die folgende: das Ventil öffnet selbstthätig und bleibt voll geöffnet, bis es entsprechende Zeit vor dem Wechsel des Kolbenhubes durch eine Steuerung geschlossen wird, jedoch nicht vollständig, sondern nur bis auf einen kleinen — übrigens bis nahe auf Null herab regelbaren — Abstand von der Sitzfläche, den es dann selbstthätig unter Einwirkung der Flüssigkeitspressung zurücklegt. Das Ventil ist also ein selbstthätiges mit gesteuerter Schlussbewegung (Zwangsschluss).

Hinsichtlich dieser in vielen Fällen mit Recht immer mehr zur Verwendung gelangenden Ventile muss auf die Riedler'schen Arbeiten selbst verwiesen werden[1].

Gesteuerte Ventile mit Doppelsitz, wie sie bei Dampfmaschinen vorkommen, finden sich auf Taf. 36, Fig. 262, dargestellt. Ihre Erörterung gehört in Werke über Dampfmaschinen.

II. Schieber.

Die Bewegung des Schiebers kann eine geradlinige oder eine drehende sein. Die Erstere ist in der Letzteren enthalten, sofern sie als Drehung um eine Achse angesehen wird, die in die Unendlichkeit gerückt ist.

Wenn die Kraft, welche die Abdichtung des Schiebers herbeizuführen hat, rechtwinklig zur Drehachse gerichtet ist, so bezeichnen wir ihn als Normalschieber, wenn dagegen diese Kraft parallel zur Drehachse wirkt, so heisst der Schieber Achsialschieber. Die erste Gruppe schliesst Flach-, Kolben- und Rundschieber in sich, die zweite Dreh- oder Kreisschieber und Hähne.

1. Normalschieber.

Je nach der Flüssigkeit, welche abgeschlossen wird, und je nach der Geschwindigkeit, mit welcher der Abschluss vor sich gehen soll, fallen die Konstruktionen verschieden aus. Wasser gegenüber werden die beiden abdichtenden Flächen, die sogenannten Schieberspiegel, aus Bronze gefertigt; Gas und Dampf gegenüber aus Gusseisen. Wenn ein Schieber zum Absperren von Dampf angeordnet wird, so geschieht dies in der Regel zu dem Zweck, einen schnellen Abschluss zu ermöglichen. Die damit verknüpfte Eigenthümlichkeit der Vorrichtung, eine meist allmähliche Eröffnung nur unter Aufwand grosser Sorgfalt zu gestatten, wird als unerwünschte Zugabe angesehen.

Bei Wasserleitungen ist durchschnittlich die gegentheilige Forderung aufzustellen. Die in dem bewegten Wasser enthaltene lebendige Kraft wird bei plötzlicher Unterbrechung des Stromes auf Formänderung der Röhren verwendet werden, die unter Umständen zur Zerstörung der Leitung führt. Nur dann, wenn die Elasticität der

---

[1]) Siehe namentlich die Vorträge in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenie
S. 522 u. f., 1890, S. 537 u. f., welche ein ausserordentlich reichhaltiges Material

Letzteren genügend ist, wie das meistens bei Schläuchen der Fall sein wird, oder wenn ein hinreichend grosser Windkessel in der Nähe des Schiebers liegt, kann von Erfüllung der Forderung allmählichen Abschlusses abgesehen werden.

Die übliche Konstruktion eines von Hand bewegten Wasserschiebers zeigen die Fig. 320, Taf. 45. Der eigentliche Schieber bildet einen keilförmig abgeschnittenen Gusseisencylinder, dessen schräge Stirnseiten mit Bronzeringen versehen sind, denen gleiche Ringe im gusseisernen Gehäuse entsprechen. Er dichtet demnach gegen Pressung von beiden Seiten mit doppelten Spiegeln ab. Das Erstere ist bei Wasserleitungen fast immer nöthig, da auf einen Wechsel des Ueberdruckes, sei es auch nur infolge von Zufälligkeiten, gerechnet werden muss. Die Führung des Schiebers erfolgt durch seitliche Lappen. Die von der Seite in den Schieber eingesetzte Mutter für die aus vorzüglicher Bronce zu fertigende Spindel muss Spielraum haben, um ein Klemmen der Letzteren auszuschliessen. Die auf einander gleitenden Theile sind aus Metall zu fertigen, bezw. mit solchem zu belegen oder auszufüttern.

Der Abschluss erfolgt hier mit genügender Langsamkeit[1]). Der Flüssigkeit ist bei ganz geöffnetem Schieber weder eine Verminderung des Querschnittes noch eine Aenderung der Richtung zugemuthet.

Schieber für Gasleitungen sind ähnlich wie Wasserabsperrschieber zu konstruiren, nur genügt hier, da ein Wechsel des Ueberdruckes selten und dann bedeutungslos auftritt, ein einfacher Abschluss. Die Berührungsflächen gehören gusseisernen Körpern an.

In Fig. 321, Taf. 44, ist der Dampfabsperrschieber, wie er z. B. dem Wesen nach bei Lokomotiven Verwendung findet, wiedergegeben. Die Schieberfläche ist cylindrisch, weshalb die Vorrichtung zuweilen als Rundschieber bezeichnet wird. Um die Anlage des Schiebers auch dann zu sichern, wenn der Dampf ihn nicht aufpresst, wird er mit einer oder zwei Federn versehen, welche sich andererseits entweder gegen die Welle oder gegen das Gehäuse stützen.

Rundschiebern gegenüber ist im Auge zu behalten, dass die Flächenpressung nach den Rändern des Schiebers zu abnimmt, und zwar bis Null, wenn sich dieselben bis in die Höhe der Achse erstrecken. Der Beweis hierfür ergiebt sich ohne Weiteres aus dem, was über Tragzapfen S. 294 u. f. gesagt worden ist. Daraus folgt, dass der Winkel φ_1, Fig. 321, Taf. 44 und Fig. 190, S. 294, möglichst klein gehalten werden soll, was darauf hinauskommt, den Halbmesser der cylindrischen Fläche gross und die Oeffnung verhältnissmässig schmal zu wählen.

Gesteuerte Rundschieber, wie sie bei den mit Corliss-Steuerung versehenen Dampfmaschinen vorkommen, zeigt Fig. 300, Taf. 41.

Einen gesteuerten, seiner allgemeinen Verwendbarkeit wegen hierher gehörigen Schieber, den Muschel- oder Vertheilungsschieber, zeigt die Fig. 299, Taf. 43. Wir finden ihn bei Dampfmaschinen in der Art, wie ihn die Abbildungen darstellen. Sein Zweck besteht darin, abwechselnd den Ein- und Austritt der Flüssigkeit in den, bezw. aus dem Cylinder in zweckentsprechender Weise zu vermitteln. In der Regel

---

[1]) Schnell absperrbare Schieber finden sich z. B. bei Feuerspritzen. Derartige Konstruktionen des Verfassers s.: „Die Konstruktion der Feuerspritzen", Taf. 4, Fig. 10—12, Fig. 18—21, Taf. 14, Fig. 5—10 u. s. w.

übersteigt der Druck der Flüssigkeit im Schieberkasten die Pressung im Cylinder, so dass der Schieber selbstthätig an den Cylinderschieberspiegel angedrückt wird. Wenn man dessen immer sicher ist, bedarf es der Anordnung einer Feder nicht, doch empfiehlt sich dieselbe stets dann, wenn der Schieberspiegel vertikal liegt.

Die Bewegung des sorgfältig aufgeschliffenen Schiebers erfolgt durch die Schieberstange. Die Verbindung beider muss so beschaffen sein, dass Ersterer senkrecht zu Letzterer sich etwas verschieben kann, sonst würde sich die Stange mit fortschreitender Abnützung der Gleitflächen mehr und mehr biegen müssen. In Richtung der Stangenachse dagegen ist Spielraum unzulässig, doch soll die Stangenlänge in dieser Richtung änderbar sein. Den oben ausgesprochenen Forderungen genügen die Verbindungen Fig. 299, Taf. 43, Fig. 322, Taf. 45, mit der Abänderung nach Fig. 323, in welcher ein Gasrohrstück an die Stelle der beiden Gegenmuttern tritt, und Fig. 324. Der Rahmen hat in der Regel noch eine Verlängerung der Schieberstange aufzuweisen, welche führend auftritt.

Damit sich auf dem Cylinderschieberspiegel ein Ansatz nicht bilden kann, muss der Schieber über die Kante *a*, Fig. 299, Taf. 43, hinaustreten, ebenso wie die Kolbenliederung die Kante *b* überschreitet. Die Abmessung *x* soll möglichst gering gehalten werden, damit sich die Schieberfläche nicht leicht ballig läuft.

Der Kasten, in dem sich der Schieber bewegt, kann an den Cylinder angegossen oder auf ihm verschraubt sein. Im Allgemeinen ist für kleine Maschinen das Erstere, für grössere Maschinen das Letztere vorzuziehen. Die Befestigung des Schieberkastendeckels erfolgt in der Regel durch gewöhnliche Schrauben oder durch Stiftsschrauben, wie in Fig. 299 gezeichnet. Im letzteren Falle lässt sich die Flansche schmäler halten als im ersteren. Bezüglich der Berechnung dieser Schrauben wie auch des Deckels darf auf S. 542 u. f., bezw. S. 532 u. f. verwiesen werden. Dieselben sind so zu vertheilen, dass die Ecken frei bleiben (vergl. Fig. 318 S. 535).

Tafel 38 zeigt einen etwas grösseren Dampfcylinder mit angegossenem Schieberkasten und in demselben den Grundschieber mit den beiden darauf liegenden Expansionsschieberplatten einer Meyer-Steuerung (Ausführung von G. Kuhn in Stuttgart-Berg).

2. Achsialschieber.

Mit Achsialschieber bezeichnen wir diejenigen Schieber, bei denen die zum Abdichten nöthige Kraft in Richtung der Drehachse derselben wirkt. Hierher gehören also die Dreh- oder Kreisschieber und die Hähne. Ihnen allen haftet der Nachtheil an, dass auf die Dauer die Abdichtung viel weniger gesichert ist, als bei den Normalschiebern.

Die Fig. 325, Taf. 44, stellen einen Drehschieber dar, wie er früher als Dampfabsperrventil verwendet wurde. So einfach der Apparat erscheint, so sicher stellt sich nach einigem Gebrauch der Mangel heraus, dass er nicht dicht hält. Die Spiegel nützen sich nicht so ab, dass ihre Berührung, besonders aussen, gesichert bleibt. (Vergl. das über diesen Punkt S. 289 Bemerkte.) Daher sind Dreh- oder Kreisschieber zu vermeiden. Das gilt mehr oder minder, wie bereits erwähnt, für alle Achsialschieber.

Fig. 326, Taf. 45, zeigt einen gewöhnlichen Hahn. Den inneren Kegel nennt man den Küken oder Hahnschlüssel, Hahnwirbel, Hahnreiber, **Hahnkegel**.

Derselbe besteht aus Metall und wird in das metallene oder gusseiserne Gehäuse eingeschliffen. Wie bereits mehrfach bemerkt, sollen die beiden in einander zu schleifenden Theile verschiedene Härte besitzen. Die Drehung der Mutter des Hahnes ist dadurch verhindert, dass die Unterlegsscheibe auf ein Vierkant gesetzt wird.

Es ist darauf zu achten, dass die Fläche des Hahnkegels da, wo sie aus dem Gehäuse heraustritt, cylindrisch gemacht wird, ebenso ist die innere Fläche des Gehäuses cylindrisch von der Stelle an herzustellen, wo die Berührung mit dem Konus aufhört. Die Bildung von Ansätzen ist sonst unvermeidlich. Ferner muss das Gehäuse genügend kräftig gehalten werden, damit beim Anschrauben oder Einschalten in eine Leitung nicht Formänderungen eintreten, welche die Abdichtung mindestens unvollkommen machen müssen.

Die Fig. 328, Taf. 45, zeigen einen Dreiweghahn. Die von unten kommende Flüssigkeit kann nach A oder B geleitet und von beiden Stutzen abgesperrt werden. Die Lösung der Mutter beim Drehen wird durch die Unterlegscheibe c, welche zwei Stifte trägt, die sich in entsprechende Vertiefungen des Gehäuses legen, gehindert.

Grössere Hähne haben immer den Nachtheil, eine Aenderung mindestens der Form des Flüssigkeitsstrahles zu bedingen. Bezüglich des Dichthaltens stehen sie zwischen den Flach- oder Rundschiebern und den Kreis- oder Drehschiebern. Das häufige Lecken der Hähne ist zu einem grossen Theil auf zu geringe Stärke des Gehäuses, auf zu grosse Nachgiebigkeit des Materiales des Letzteren und auf schlechtes Einschleifen zu setzen. Es empfiehlt sich auch hier, die Metallgehäuse vor dem Einschleifen einem so hohen Druck auszusetzen, dass die Elasticitätsgrenze überschritten und dadurch höher gelegt wird.

Die Abdichtung der vorstehend beschriebenen Hähne geschieht durch die mittelst Anziehen der Muttern ausgeübte Achsialkraft. Klein hat Hähne konstruirt, bei welchen die Flüssigkeitspressung die Dichtung selbst besorgt. Fig. 327 lässt das erkennen.

Die Tangente des Winkels zwischen Achse und der Erzeugenden der Kegelfläche kann $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{15}$ gewählt werden. Die achsiale Breite der Dichtungsfläche muss bei sehr kleinen Hähnen mindestens 10 ^{mm} und soll bei grossen Hähnen für Rohrleitungen von 100 ^{mm} Lichtweite mindestens 40 ^{mm} betragen.

Weiteres über gesteuerte Rundschieber, Flachschieber, Drehschieber und Hähne muss in Werke über Dampfmaschinen verwiesen werden.

Achter Abschnitt.

Tabellen[1].

I. Tabelle der Potenzen, Wurzeln, Kreisumfänge, Kreisinhalte, der natürlichen und der Brigg'schen Logarithmen.

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	$\ln n$	$\lg n$
1	1	1	1,0000	1,0000	3,1416	0,7854	0,0000	0,00000
2	4	8	1,4142	1,2599	6,2832	3,1416	0,6931	0,00103
3	9	27	1,7321	1,4422	9,4248	7,0686	1,0986	0,47712
4	16	64	2,0000	1,5874	12,566	12,5664	1,3863	0,60206
5	25	125	2,2361	1,7100	15,708	19,6350	1,6094	0,69897
6	36	216	2,4495	1,8171	18,850	28,2743	1,7918	0,77815
7	49	343	2,6458	1,9129	21,991	38,4845	1,9459	0,84510
8	64	512	2,8284	2,0000	25,133	50,2655	2,0794	0,90309
9	81	729	3,0000	2,0801	28,274	63,6173	2,1972	0,95424
10	100	1 000	3,1623	2,1544	31,416	78,5398	2,3026	1,00000
11	121	1 331	3,3166	2,2240	34,558	95,0332	2,3979	1,04139
12	144	1 728	3,4641	2,2894	37,699	113,097	2,4849	1,07918
13	169	2 197	3,6056	2,3513	40,841	132,732	2,5649	1,11384
14	196	2 744	3,7417	2,4101	43,982	153,938	2,6391	1,14613
15	225	3 375	3,8730	2,4662	47,124	176,715	2,7081	1,17609
16	259	4 096	4,0000	2,5198	50,265	201,062	2,7726	1,20412
17	289	4 913	4,1231	2,5713	53,407	226,980	2,8332	1,23045
18	324	5 832	4,2426	2,6207	56,549	254,469	2,8904	1,25527
19	361	6 859	4,3589	2,6684	59,690	283,529	2,9444	1,27875

[1]) **Hülse, Sammlung mathematischer Tafeln, Tabellen der Hütte.**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	$\ln n$	$\lg n$
20	400	8 000	4,4721	2,7144	62,832	314,159	2,9957	1,30103
21	441	9 261	4,5826	2,7589	65,973	346,361	3,0445	1,32222
22	484	10 648	4,6904	2,8020	69,115	380,133	3,0910	1,34242
23	529	12 167	4,7958	2,8439	72,257	415,476	3,1355	1,36173
24	576	13 824	4,8990	2,8845	75,398	452,389	3,1781	1,38021
25	625	15 625	5,0000	2,9240	78,540	490,874	3,2189	1,39794
26	676	17 576	5,0990	2,9625	81,681	530,929	3,2581	1,41497
27	729	19 683	5,1962	3,0000	84,823	572,555	3,2958	1,43136
28	784	21 952	5,2915	3,0366	87,965	615,752	3,3322	1,44716
29	841	24 389	5,3852	3,0723	91,106	660,520	3,3673	1,46240
30	900	27 000	5,4772	3,1072	94,248	706,858	3,4012	1,47712
31	961	29 791	5,5678	3,1414	97,389	754,768	3,4340	1,49136
32	1 024	32 768	5,6569	3,1748	100,53	804,248	3,4657	1,50515
33	1 089	35 937	5,7446	3,2075	103,67	855,299	3,4965	1,51851
34	1 156	39 304	5,8310	3,2396	106,81	907,920	3,5264	1,53148
35	1 225	42 875	5,9161	3,2711	109,96	962,113	3,5553	1,54407
36	1 296	46 656	6,0000	3,3019	113,10	1017,88	3,5835	1,55630
37	1 369	50 653	6,0828	3,3322	116,24	1075,21	3,6109	1,56820
38	1 444	54 872	6,1644	3,3620	119,38	1134,11	3,6376	1,57978
39	1 521	59 319	6,2450	3,3912	122,52	1194,59	3,6636	1,59106
40	1 600	64 000	6,3246	3,4200	125,66	1256,63	3,6889	1,60206
41	1 681	68 921	6,4031	3,4482	128,81	1320,25	3,7136	1,61278
42	1 764	74 088	6,4807	3,4760	131,95	1385,44	3,7377	1,62325
43	1 849	79 507	6,5574	3,5034	135,09	1452,20	3,7612	1,63347
44	1 936	85 184	6,6332	3,5303	138,23	1520,52	3,7842	1,64345
45	2 025	91 125	6,7082	3,5569	141,37	1590,43	3,8067	1,65321
46	2 116	97 336	6,7823	3,5830	144,51	1661,90	3,8286	1,66276
47	2 209	103 823	6,8557	3,6088	147,65	1734,94	3,8501	1,67210
48	2 304	110 592	6,9282	3,6342	150,80	1809,55	3,8712	1,68124
49	2 401	117 649	7,0000	3,6593	153,94	1885,74	3,8918	1,69020
50	2 500	125 000	7,0711	3,6840	157,08	1963,50	3,9120	1,69897
51	2 601	132 651	7,1414	3,7084	160,22	2042,82	3,9318	1,70757
52	2 704	140 608	7,2111	3,7325	163,36	2123,72	3,9512	1,71600
53	2 809	148 877	7,2801	3,7563	166,50	2206,18	3,9703	1,72428
54	2 916	157 464	7,3485	3,7798	169,65	2290,22	3,9890	1,73239
55	3 025	166 375	7,4162	3,8030	172,79	2375,83	4,0073	1,74036
56	3 136	175 616	7,4833	3,8259	175,93	2463,01	4,0254	1,74819
57	3 249	185 193	7,5498	3,8485	179,07	2551,76	4,0431	1,75587
58	3 364	195 112	7,6158	3,8709	182,21	2642,08	4,0604	1,76343
59	3 481	205 379	7,6811	3,8930	185,35	2733,97	4,0775	1,77085
60	3 600	216 000	7,7460	3,9149	188,50	2827,43	4,0943	1,77815
61	3 721	226 981	7,8102	3,9365	191,64	2922,47	4,1109	1,78533
62	3 844	238 328	7,8740	3,9579	194,78	3019,07	4,1271	1,79239
63	3 969	250 047	7,9373	3,9791	197,92	3117,25	4,1431	1,7993
64	4 096	262 144	8,0000	4,0000	201,06	3216,99	4,1589	1,8061

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
65	4 225	274 625	8,0623	4,0207	204,20	3318,31	4,1714	1,81291
66	4 356	287 496	8,1240	4,0412	207,35	3421,19	4,1897	1,81954
67	4 489	300 763	8,1854	4,0615	210,49	3525,65	4,2047	1,82607
68	4 624	314 432	8,2462	4,0817	213,63	3631,68	4,2195	1,83251
69	4 761	328 509	8,3066	4,1016	216,77	3739,28	4,2341	1,83885
70	4 900	343 000	8,3666	4,1213	219,91	3848,45	4,2485	1,84510
71	5 041	357 911	8,4261	4,1408	223,05	3959,19	4,2627	1,85126
72	5 184	373 248	8,4853	4,1602	226,19	4071,50	4,2767	1,85733
73	5 329	389 017	8,5440	4,1793	229,34	4185,39	4,2905	1,86332
74	5 476	405 224	8,6023	4,1983	232,48	4300,84	4,3041	1,86923
75	5 626	421 875	8,6603	4,2172	235,62	4417,86	4,3175	1,87506
76	5 776	438 976	8,7178	4,2358	238,76	4536,46	4,3307	1,88081
77	5 929	456 533	8,7750	4,2543	241,90	4656,63	4,3438	1,88649
78	6 084	474 552	8,8318	4,2727	245,04	4778,36	4,3567	1,89209
79	6 241	493 039	8,8882	4,2908	248,19	4901,67	4,3694	1,89763
80	6 400	512 000	8,9443	4,3089	251,33	5026,55	4,3820	1,90309
81	6 561	531 441	9,0000	4,3267	254,47	5153,00	4,3944	1,90849
82	6 724	551 368	9,0554	4,3445	257,61	5281,02	4,4067	1,91381
83	6 889	571 787	9,1104	4,3621	260,75	5410,61	4,4188	1,91908
84	7 056	592 704	9,1652	4,3795	263,89	5541,77	4,4308	1,92428
85	7 225	614 125	9,2195	4,3968	267,04	5674,50	4,4427	1,92942
86	7 396	636 056	9,2736	4,4140	270,18	5808,80	4,4543	1,93450
87	7 569	658 503	9,3274	4,4310	273,32	5944,68	4,4659	1,93952
88	7 744	681 472	9,3808	4,4480	276,46	6082,12	4,4773	1,94448
89	7 921	704 969	9,4340	4,4647	279,60	6221,14	4,4886	1,94939
90	8 100	729 000	9,4868	4,4814	282,74	6361,73	4,4998	1,95424
91	8 281	753 571	9,5394	4,4979	285,88	6503,98	4,5109	1,95904
92	8 464	778 688	9,5917	4,5144	289,03	6647,61	4,5218	1,96379
93	8 649	804 357	9,6437	4,5307	292,17	6792,91	4,5326	1,96848
94	8 836	830 584	9,6954	4,5468	295,31	6939,78	4,5433	1,97313
95	9 025	857 375	9,7468	4,5629	298,45	7088,22	4,5539	1,97772
96	9 216	884 736	9,7980	4,5789	301,59	7238,23	4,5643	1,98227
97	9 409	912 673	9,8489	4,5947	304,73	7389,81	4,5747	1,98677
98	9 604	941 192	9,8995	4,6104	307,88	7543,96	4,5840	1,99123
99	9 801	970 299	9,9499	4,6261	311,02	7697,69	4,5951	1,99564
100	10 000	1 000 000	10,0000	4,6416	314,16	7853,98	4,6052	2,00000
101	10 201	1 030 301	10,0499	4,6570	317,30	8011,86	4,6151	2,00432
102	10 404	1 061 208	10,0995	4,6723	320,44	8171,28	4,6250	2,00860
103	10 609	1 092 727	10,1489	4,6875	323,58	8332,29	4,6347	2,01284
104	10 816	1 124 864	10,1980	4,7027	326,73	8494,87	4,6444	2,01703
105	11 025	1 157 625	10,2470	4,7177	329,87	8659,01	4,6540	2,02119
106	11 236	1 191 016	10,2956	4,7326	333,01	8824,73	4,6634	2,02531
107	11 449	1 225 043	10,3441	4,7475	336,15	8992,02	4,6728	2,02938
108	11 664	1 259 712	10,3923	4,7622	339,29	9160,88	4,6821	2,03342
109	11 881	1 295 029	10,4403	4,7769	342,43	9331,32	4,6913	2,03743

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
110	12 100	1 331 000	10,4881	4,7914	345,58	9503,32	4,7005	2,04139
111	12 321	1 367 631	10,5357	4,8059	348,72	9676,89	4,7095	2,04532
112	12 544	1 404 928	10,5830	4,8203	351,86	9852,03	4,7185	2,04922
113	12 769	1 442 897	10,6301	4,8346	355,00	10028,7	4,7274	2,05308
114	12 996	1 481 544	10,6771	4,8488	358,14	10207,0	4,7362	2,05690
115	13 225	1 520 875	10,7238	4,8629	361,28	10386,9	4,7449	2,06070
116	13 456	1 560 896	10,7703	4,8770	364,42	10568,3	4,7536	2,06446
117	13 689	1 601 613	10,8167	4,8910	367,57	10751,3	4,7622	2,06819
118	13 924	1 643 032	10,8628	4,9049	370,71	10935,9	4,7707	2,07188
119	14 161	1 685 159	10,9087	4,9187	373,85	11122,0	4,7791	2,07555
120	14 400	1 728 000	10,9545	4,9324	376,99	11309,7	4,7875	2,07918
121	14 641	1 771 561	11,0000	4,9461	380,13	11499,0	4,7958	2,08279
122	14 884	1 815 848	11,0454	4,9597	383,27	11689,9	4,8040	2,08636
123	15 129	1 860 867	11,0905	4,9732	386,42	11882,3	4,8122	2,08991
124	15 376	1 906 624	11,1355	4,9866	389,56	12071,7	4,8203	2,09342
125	15 625	1 953 125	11,1803	5,0000	392,70	12276,8	4,8283	2,09691
126	15 876	2 000 376	11,2250	5,0133	395,84	12469,0	4,8363	2,10037
127	16 129	2 048 383	11,2694	5,0265	398,98	12667,7	4,8442	2,10380
128	16 384	2 097 152	11,3137	5,0397	402,12	12868,0	4,8520	2,10721
129	16 641	2 146 689	11,3578	5,0528	405,27	13069,8	4,8598	2,11059
130	16 900	2 197 000	11,4018	5,0658	408,41	13273,2	4,8675	2,11394
131	17 161	2 248 091	11,4455	5,0788	411,55	13478,2	4,8752	2,11727
132	17 424	2 299 968	11,4891	5,0916	414,69	13684,8	4,8828	2,12057
133	17 689	2 352 637	11,5326	5,1045	417,83	13892,9	4,8903	2,12385
134	17 956	2 406 104	11,5758	5,1172	420,97	14102,6	4,8978	2,12710
135	18 225	2 460 375	11,6190	5,1299	424,12	14313,9	4,9053	2,13033
136	18 496	2 515 456	11,6197	5,1426	427,26	14526,7	4,9127	2,13354
137	18 769	2 571 353	11,7047	5,1551	430,40	14741,1	4,9200	2,13672
138	19 044	2 628 072	11,7473	5,1676	433,54	14957,1	4,9273	2,13988
139	19 321	2 685 619	11,7898	5,1801	436,68	15174,7	4,9345	2,14301
140	19 600	2 744 000	11,8322	5,1925	439,82	15393,8	4,9416	2,14613
141	19 881	2 803 221	11,8743	5,2048	442,96	15614,5	4,9488	2,14922
142	20 164	2 863 288	11,9164	5,2171	446,11	15836,8	4,9558	2,15229
143	20 449	2 924 207	11,9583	5,2293	449,25	16060,6	4,9628	2,15534
144	20 736	2 985 984	12,0000	5,2415	452,39	16286,0	4,9698	2,15836
145	21 025	3 048 625	12,0416	5,2536	455,53	16513,0	4,9767	2,16137
146	21 316	3 112 136	12,0830	5,2656	458,67	16741,5	4,9836	2,16435
147	21 609	3 176 523	12,1244	5,2776	461,81	16971,7	4,9904	2,16732
148	21 904	3 241 792	12,1655	5,2896	464,96	17203,4	4,9972	2,17026
149	22 201	3 307 949	12,2066	5,3015	468,10	17436,6	5,0039	2,17319
150	22 500	3 375 000	12,2474	5,3133	471,24	17671,5	5,0106	2,17609
151	22 801	3 442 951	12,2882	5,3251	474,38	17907,9	5,0173	2,17898
152	23 104	3 511 808	12,3288	5,3368	477,52	18145,8	5,0239	2,18184
153	23 409	3 581 577	12,3693	5,3485	480,66	18385,4	5,0304	2,18469
154	23 716	3 652 264	12,4097	5,3601	483,81	18626,5	5,0370	2,18752

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
155	24 025	3 723 875	12,4499	5,3717	486,95	18869,2	5,0434	2,19033
156	24 336	3 796 416	12,4900	5,3832	490,09	19113,4	5,0499	2,19312
157	24 649	3 869 893	12,5300	5,3947	493,23	19359,3	5,0562	2,19590
158	24 964	3 944 312	12,5698	5,4061	496,37	19606,7	5,0626	2,19866
159	25 281	4 019 679	12,6095	5,4175	499,51	19855,7	5,0689	2,20140
160	25 600	4 096 000	12,6491	5,4288	502,65	20106,2	5,0752	2,20412
161	25 921	4 173 281	12,6886	5,4401	505,80	20358,3	5,0814	2,20683
162	26 244	4 251 528	12,7279	5,4514	508,94	20612,0	5,0876	2,20952
163	26 569	4 330 747	12,7671	5,4626	512,08	20867,2	5,0938	2,21219
164	26 896	4 410 944	12,8062	5,4737	515,22	21124,1	5,0999	2,21484
165	27 225	4 492 125	12,8452	5,4848	518,36	21382,5	5,1059	2,21748
166	27 556	4 574 296	12,8841	5,4959	521,50	21642,4	5,1120	2,22011
167	27 889	4 657 463	12,9228	5,5069	524,65	21904,0	5,1180	2,22272
168	28 224	4 741 632	12,9615	5,5178	527,79	22167,1	5,1240	2,22531
169	28 561	4 826 809	13,0000	5,5288	530,93	22431,8	5,1299	2,22789
170	28 900	4 913 000	13,0384	5,5397	534,07	22698,0	5,1358	2,23045
171	29 241	5 000 211	13,0767	5,5505	537,21	22965,8	5,1417	2,23300
172	29 584	5 088 448	13,1149	5,5613	540,35	23235,2	5,1475	2,23553
173	29 929	5 177 717	13,1529	5,5721	543,50	23506,2	5,1533	2,23805
174	30 276	5 268 024	13,1909	5,5828	546,64	23778,7	5,1591	2,24055
175	30 625	5 359 375	13,2288	5,5934	549,78	24052,8	5,1648	2,24304
176	30 976	5 451 776	13,2665	5,6041	552,92	24328,5	5,1705	2,24551
177	31 329	5 545 233	13,3041	5,6147	556,06	24605,7	5,1761	2,24797
178	31 684	5 639 752	13,3417	5,6252	559,20	24884,6	5,1818	2,25042
179	32 041	5 735 339	13,3791	5,6357	562,35	25164,9	5,1874	2,25285
180	32 400	5 832 000	13,4164	5,6462	565,49	25446,9	5,1930	2,25527
181	32 761	5 929 741	13,4536	5,6567	568,63	25730,4	5,1985	2,25768
182	33 124	6 028 568	13,4907	5,6671	571,77	26015,5	5,2040	2,26007
183	33 489	6 128 487	13,5277	5,6774	574,91	26302,2	5,2095	2,26245
184	33 856	6 229 504	13,5647	5,6877	578,05	26590,4	5,2149	2,26482
185	34 225	6 331 625	13,6015	5,6980	581,19	26880,3	5,2204	2,26717
186	34 596	6 434 856	13,6382	5,7083	584,34	27171,6	5,2257	2,26951
187	34 969	6 539 203	13,6748	5,7185	587,48	27464,6	5,2311	2,27184
188	35 344	6 644 672	13,7113	5,7287	590,62	27759,1	5,2364	2,27416
189	35 721	6 751 269	13,7477	5,7388	593,76	28055,2	5,2417	2,27646
190	36 100	6 859 000	13,7840	5,7489	596,90	28352,9	5,2470	2,27875
191	36 481	6 967 871	13,8203	5,7590	600,04	28652,1	5,2523	2,28103
192	36 864	7 077 888	13,8564	5,7690	603,19	28952,9	5,2575	2,28330
193	37 249	7 189 057	13,8924	5,7790	606,33	29255,3	5,2627	2,28556
194	37 636	7 301 384	13,9284	5,7890	609,47	29559,2	5,2679	2,28780
195	38 025	7 414 875	13,9642	5,7989	612,61	29864,8	5,2730	2,29003
196	38 416	7 529 536	14,0000	5,8088	615,75	30171,9	5,2781	2,29226
197	38 809	7 645 373	14,0357	5,8186	618,89	30480,5	5,2832	2,29447
198	39 204	7 762 392	14,0712	5,8285	622,04	30790,7	5,2883	2,29667
199	39 601	7 880 599	14,1067	5,8383	625,18	31102,6	5,2933	2,29885

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
200	40 000	8 000 000	14,1421	5,8480	628,32	31415,9	5,2983	2,30103
201	40 401	8 120 601	14,1774	5,8578	631,46	31730,9	5,3033	2,30320
202	40 804	8 242 408	14,2127	5,8675	634,60	32047,4	5,3083	2,30535
203	41 209	8 365 427	14,2478	5,8771	637,74	32365,5	5,3132	2,30750
204	41 616	8 489 664	14,2829	5,8868	640,88	32685,1	5,3181	2,30963
205	42 025	8 615 125	14,3178	5,8964	644,03	33006,4	5,3230	2,31175
206	42 436	8 741 816	14,3527	5,9059	647,17	33329,2	5,3279	2,31387
207	42 849	8 869 743	14,3875	5,9155	650,31	33653,5	5,3327	2,31597
208	43 264	8 998 912	14,4222	5,9250	653,45	33979,5	5,3375	2,31806
209	43 681	9 129 329	14,4568	5,9345	656,59	34307,0	5,3423	2,32015
210	44 100	9 261 000	14,4914	5,9439	659,73	34636,1	5,3471	2,32222
211	44 521	9 393 931	14,5258	5,9533	662,88	34966,7	5,3519	2,32428
212	44 944	9 528 128	14,5602	5,9627	666,02	35298,9	5,3566	2,32634
213	45 369	9 663 597	14,5945	5,9721	669,16	35632,7	5,3613	2,32838
214	45 796	9 800 344	14,6287	5,9814	672,30	35968,1	5,3660	2,33041
215	46 225	9 938 375	14,6629	5,9907	675,44	36305,0	5,3706	2,33244
216	46 656	10 077 696	14,6969	6,0000	678,58	36643,5	5,3753	2,33445
217	47 089	10 218 313	14,7309	6,0092	681,73	36983,6	5,3799	2,33646
218	47 524	10 360 232	14,7648	6,0185	684,87	37325,3	5,3845	2,33846
219	47 961	10 503 459	14,7986	6,0277	688,01	37668,5	5,3891	2,34044
220	48 400	10 648 000	14,8324	6,0368	691,15	38013,3	5,3936	2,34242
221	48 841	10 793 861	14,8661	6,0459	694,29	38359,6	5,3982	2,34439
222	49 284	10 941 048	14,8997	6,0550	697,43	38707,6	5,4027	2,34635
223	49 729	11 089 567	14,9332	6,0641	700,58	39057,1	5,4072	2,34830
224	50 176	11 239 424	14,9666	6,0732	703,72	39408,1	5,4116	2,35025
225	50 625	11 390 625	15,0000	6,0822	706,86	39760,8	5,4161	2,35218
226	51 076	11 543 176	15,0333	6,0912	710,00	40115,0	5,4205	2,35411
227	51 529	11 697 083	15,0665	6,1002	713,14	40470,8	5,4250	2,35603
228	51 984	11 852 352	15,0997	6,1091	716,28	40828,1	5,4293	2,35793
229	52 441	12 008 989	15,1327	6,1180	719,42	41187,1	5,4337	2,35984
230	52 900	12 167 000	15,1658	6,1269	722,57	41547,6	5,4381	2,36173
231	53 361	12 326 391	15,1987	6,1358	725,71	41909,6	5,4424	2,36361
232	53 824	12 487 168	15,2315	6,1446	728,85	42273,3	5,4467	2,36549
233	54 289	12 649 337	15,2643	6,1534	731,99	42638,5	5,4510	2,36736
234	54 756	12 812 904	15,2971	6,1622	735,13	43005,3	5,4553	2,36922
235	55 225	12 977 875	15,3297	6,1710	728,27	43373,6	5,4596	2,37107
236	55 696	13 144 256	15,3623	6,1797	741,42	43743,5	5,4638	2,37291
237	56 169	13 312 053	15,3948	6,1885	744,56	44115,0	5,4681	2,37475
238	56 644	13 481 272	15,4272	6,1972	747,70	44488,1	5,4723	2,37658
239	57 121	13 651 919	15,4596	6,2058	750,84	44862,7	5,4765	2,37840
240	57 600	13 824 000	15,4919	6,2145	753,98	45238,9	5,4806	2,38021
241	58 081	13 997 521	15,5242	6,2231	757,12	45616,7	5,4848	2,38202
242	58 564	14 172 488	15,5563	6,2317	760,27	45996,1	5,4889	2,38382
243	59 049	14 348 907	15,5885	6,2403	763,41	46377,0	5,4931	2,38561
244	59 536	14 526 784	15,6205	6,2488	766,55	46759,5	5,4972	2,38739

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
245	60 025	14 706 125	15,6525	6,2573	769,69	47143,5	5,5013	2,38917
246	60 516	14 886 936	15,6844	6,2658	772,83	47529,2	5,5053	2,39094
247	61 009	15 069 223	15,7162	6,2743	775,97	47916,4	5,5094	2,39270
248	61 504	15 252 992	15,7480	6,2828	779,11	48305,1	5,5134	2,39445
249	62 001	15 438 249	15,7797	6,2912	782,26	48695,5	5,5175	2,39620
250	62 500	15 625 000	15,8114	6,2996	785,40	49087,4	5,5215	2,39794
251	63 001	15 813 251	15,8430	6,3080	788,54	49480,9	5,5255	2,39967
252	63 504	16 003 008	15,8745	6,3164	791,68	49875,9	5,5294	2,40140
253	64 009	16 194 277	15,9060	6,3247	794,82	50272,6	5,5334	2,40312
254	64 516	16 387 064	15,9374	6,3330	797,96	50670,7	5,5373	2,40483
255	65 025	16 581 375	15,9687	6,3413	801,11	51070,5	5,5413	2,40654
256	65 536	16 777 216	16,0000	6,3496	804,25	51471,9	5,5452	2,40824
257	66 049	16 974 593	16,0312	6,3579	807,39	51874,8	5,5491	2,40993
258	66 564	17 173 512	16,0624	6,3661	810,53	52279,2	5,5530	2,41162
259	67 081	17 373 979	16,0935	6,3743	813,67	52685,3	5,5568	2,41330
260	67 600	17 576 000	16,1245	6,3825	816,81	53092,9	5,5607	2,41497
261	68 121	17 779 581	16,1555	6,3907	819,96	53502,1	5,5645	2,41664
262	68 644	17 984 728	16,1864	6,3988	823,10	53912,9	5,5683	2,41830
263	69 169	18 191 447	16,2173	6,4070	826,24	54325,2	5,5722	2,41996
264	69 696	18 399 744	16,2481	6,4151	829,38	54739,1	5,5759	2,42160
265	70 225	18 609 625	16,2788	6,4232	832,52	55154,6	5,5797	2,42325
266	70 756	18 821 096	16,3095	6,4312	835,66	55571,6	5,5835	2,42488
267	71 289	19 034 163	16,3401	6,4393	838,81	55990,2	5,5872	2,42651
268	71 824	19 248 832	16,3707	6,4473	841,95	56410,4	5,5910	2,42813
269	72 361	19 465 109	16,4012	6,4553	845,09	56832,2	5,5947	2,42975
270	72 900	19 683 000	16,4317	6,4633	848,23	57255,5	5,5984	2,43136
271	73 441	19 902 511	16,4621	6,4713	851,37	57680,4	5,6021	2,43297
272	73 984	20 123 648	16,4924	6,4792	854,51	58106,9	5,6058	2,43457
273	74 529	20 346 417	16,5227	6,4872	857,65	58534,9	5,6095	2,43616
274	75 076	20 570 824	16,5529	6,4951	860,80	58964,6	5,6131	2,43775
275	75 625	20 796 875	16,5831	6,5030	863,94	59395,7	5,6168	2,43933
276	76 176	21 024 576	16,6132	6,5108	867,08	59828,5	5,6204	2,44091
277	76 729	21 253 933	16,6433	6,5187	870,22	60262,8	5,6240	2,44248
278	77 284	21 484 952	16,6733	6,5265	873,36	60698,7	5,6276	2,44404
279	77 841	21 717 639	16,7033	6,5343	876,50	61136,2	5,6312	2,44560
280	78 400	21 952 000	16,7332	6,5421	879,65	61575,2	5,6348	2,44716
281	78 961	22 188 041	16,7631	6,5499	882,79	62015,8	5,6384	2,44871
282	79 524	22 425 768	16,7929	6,5577	885,93	62458,0	5,6419	2,45025
283	80 089	22 665 187	16,8226	6,5654	889,07	62901,8	5,6454	2,45179
284	80 656	22 906 304	16,8523	6,5731	892,21	63347,1	5,6490	2,45332
285	81 225	23 149 125	16,8819	6,5808	895,35	63794,0	5,6525	2,45484
286	81 796	23 393 656	16,9115	6,5885	898,50	64242,4	5,6560	2,45637
287	82 369	23 639 903	16,9411	6,5962	901,64	64692,5	5,6595	2,45788
288	82 944	23 887 872	16,9706	6,6039	904,78	65144,1	5,6630	2,45939
289	83 521	24 137 569	17,0000	6,6115	907,92	65597,2	5,6664	2,46090

n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
84 100	24 389 000	17,0294	6,6191	911,06	66052,0	5,6699	2,46240
84 681	24 642 171	17,0587	6,6267	914,20	66508,3	5,6733	2,46389
85 264	24 897 088	17,0880	6,6343	917,35	66966,2	5,6768	2,46538
85 849	25 153 757	17,1172	6,6419	920,49	67425,6	5,6802	2,46687
86 436	25 412 184	17,1464	6,6494	923,63	67886,7	5,6836	2,46835
87 025	25 672 375	17,1756	6,6569	926,77	68349,3	5,6870	2,46982
87 616	25 934 336	17,2047	6,6644	929,91	68813,4	5,6904	2,47129
88 209	26 198 073	17,2337	6,6719	933,05	69279,2	5,6937	2,47276
88 804	26 463 592	17,2627	6,6794	936,19	69746,5	5,6971	2,47422
89 401	26 730 899	17,2916	6,6869	939,34	70215,4	5,7004	2,47567
90 000	27 000 000	17,3205	6,6943	942,48	70685,8	5,7038	2,47712
90 601	27 270 901	17,3494	6,7018	945,62	71157,9	5,7071	2,47857
91 204	27 543 608	17,3781	6,7092	948,76	71631,5	5,7104	2,48001
91 809	27 818 127	17,4069	6,7166	951,90	72106,6	5,7137	2,48144
92 416	28 094 464	17,4356	6,7240	955,04	72583,4	5,7170	2,48287
93 025	28 372 625	17,4642	6,7313	958,19	73061,7	5,7203	2,48430
93 636	28 652 616	17,4929	6,7387	961,33	73541,5	5,7236	2,48572
94 249	28 934 443	17,5214	6,7460	964,47	74023,0	5,7268	2,48714
94 864	29 218 112	17,5499	6,7533	967,61	74506,0	5,7301	2,48855
95 481	29 503 629	17,5784	6,7606	970,75	74990,6	5,7333	2,48996
96 100	29 791 000	17,6068	6,7679	973,89	75476,8	5,7366	2,49136
96 721	30 080 231	17,6352	6,7752	977,04	75964,5	5,7398	2,49276
97 344	30 371 328	17,6635	6,7824	980,18	76453,8	5,7430	2,49415
97 969	30 664 297	17,6918	6,7897	983,32	76944,7	5,7462	2,49554
98 596	30 959 144	17,7200	6,7969	986,46	77437,1	5,7494	2,49693
99 225	31 255 875	17,7482	6,8041	989,60	77931,1	5,7526	2,49831
99 856	31 554 496	17,7764	6,8113	992,74	78426,7	5,7557	2,49969
100 489	31 855 013	17,8045	6,8185	995,88	78923,9	5,7589	2,50106
101 124	32 157 432	17,8326	6,8256	999,03	79422,6	5,7621	2,50243
101 761	32 461 759	17,8606	6,8328	1002,2	79922,9	5,7652	2,50379
102 400	32 768 000	17,8885	6,8399	1005,4	80424,8	5,7683	2,50515
103 041	33 076 161	17,9165	6,8470	1008,5	80928,2	5,7714	2,50651
103 684	33 386 248	17,9444	6,8541	1011,6	81433,2	5,7746	2,50786
104 329	33 698 267	17,9722	6,8612	1014,7	81939,8	5,7777	2,50920
104 976	34 012 224	18,0000	6,8683	1017,9	82448,0	5,7807	2,51055
105 625	34 328 125	18,0278	6,8753	1021,0	82957,7	5,7838	2,51188
106 276	34 645 976	18,0555	6,8824	1024,2	83469,0	5,7869	2,51322
106 929	34 965 783	18,0831	6,8894	1027,3	83981,8	5,7900	2,51455
107 584	35 287 552	18,1108	6,8964	1030,4	84496,3	5,7930	2,51587
108 241	35 611 289	18,1384	6,9034	1033,6	85012,3	5,7961	2,51720
108 900	35 937 000	18,1659	6,9104	1036,7	85529,9	5,7991	2,51851
109 561	36 264 691	18,1934	6,9174	1039,9	86049,0	5,8021	2,51983
110 224	36 594 368	18,2209	6,9244	1043,0	86569,7	5,8051	2,52144
110 889	36 926 037	18,2483	6,9313	1046,2	87092,0	5,8081	2,52244
111 556	37 259 704	18,2757	6,9382	1049,3	87615,9	5,8111	2,52375

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
335	112 225	37 595 375	18,3030	6,9451	1052,4	88141,3	5,8141	2,52504
336	112 896	37 933 056	18,3303	6,9521	1055,6	88668,3	5,8171	2,52634
337	113 569	38 272 753	18,3576	6,9589	1058,7	89196,9	5,8201	2,52763
338	114 244	38 614 472	18,3848	6,9658	1061,9	89727,9	5,8230	2,52892
339	114 921	38 958 219	18,4120	6,9727	1065,0	90258,7	5,8260	2,53020
340	115 600	39 304 000	18,4391	6,9795	1068,1	90792,0	5,8289	2,53148
341	116 281	39 651 821	18,4662	6,9864	1071,3	91326,9	5,8319	2,53275
342	116 964	40 001 688	18,4932	6,9932	1074,4	91863,3	5,8348	2,53403
343	117 649	40 353 607	18,5203	7,0000	1077,6	92401,3	5,8377	2,53529
344	118 336	40 707 584	18,5472	7,0068	1080,7	92940,9	5,8406	2,53656
345	119 025	41 063 625	18,5742	7,0136	1083,8	93482,0	5,8435	2,53782
346	119 716	41 421 736	18,6011	7,0203	1087,0	94024,7	5,8464	2,53908
347	120 409	41 781 923	18,6279	7,0271	1090,1	94569,0	5,8493	2,54033
348	121 104	42 144 192	18,6548	7,0338	1093,3	95114,9	5,8522	2,54158
349	121 801	42 508 549	18,6815	7,0406	1096,4	95662,3	5,8551	2,54283
350	122 500	42 875 000	18,7083	7,0473	1099,6	96211,3	5,8579	2,54407
351	123 201	43 243 551	18,7350	7,0540	1102,7	96761,8	5,8608	2,54531
352	123 904	43 614 208	18,7617	7,0607	1105,8	97314,0	5,8636	2,54654
353	124 609	43 986 977	18,7883	7,0674	1109,0	97867,7	5,8665	2,54777
354	125 316	44 361 864	18,8149	7,0740	1112,1	98423,0	5,8693	2,54900
355	126 025	44 738 875	18,8414	7,0807	1115,3	98979,8	5,8721	2,55023
356	126 736	45 118 016	18,8680	7,0873	1118,4	99538,2	5,8749	2,55145
357	127 449	45 499 293	18,8944	7,0940	1121,5	100098	5,8777	2,55267
358	128 164	45 882 712	18,9209	7,1006	1124,7	100660	5,8805	2,55388
359	128 881	46 268 279	18,9473	7,1072	1127,8	101223	5,8833	2,55509
360	129 600	46 656 000	18,9737	7,1138	1131,0	101788	5,8861	2,55630
361	130 321	47 045 881	19,0000	7,1204	1134,1	102354	5,8889	2,55751
362	131 044	47 437 928	19,0263	7,1269	1137,3	102922	5,8916	2,55871
363	131 769	47 832 147	19,0526	7,1335	1140,4	103491	5,8944	2,55991
364	132 496	48 228 544	19,0788	7,1400	1143,5	104062	5,8972	2,56110
365	133 225	48 627 125	19,1050	7,1466	1146,7	104635	5,8999	2,56229
366	133 956	49 027 896	19,1311	7,1531	1149,8	105209	5,9026	2,56348
367	134 689	49 430 863	19,1572	7,1596	1153,0	105785	5,9054	2,56467
368	135 424	49 836 032	19,1833	7,1661	1156,1	106362	5,9081	2,56585
369	136 161	50 243 409	19,2094	7,1726	1159,2	106941	5,9108	2,56703
370	136 900	50 653 000	19,2354	7,1791	1162,4	107521	5,9135	2,56820
371	137 641	51 064 811	19,2614	7,1855	1165,5	108103	5,9162	2,56937
372	138 384	51 478 848	19,2873	7,1920	1168,5	108687	5,9189	2,57054
373	139 129	51 895 117	19,3132	7,1984	1171,8	109272	5,9216	2,57171
374	139 876	52 313 624	19,3391	7,2048	1175,0	109858	5,9243	2,57287
375	140 625	52 734 375	19,3649	7,2112	1178,1	110447	5,9269	2,57403
376	141 376	53 157 376	19,3907	7,2177	1181,2	111036	5,9296	2,57519
377	142 129	53 582 633	19,4165	7,2240	1184,4	111628	5,9322	2,57634
378	142 884	54 010 152	19,4422	7,2304	1187,5	112221	5,9349	2,57749
379	143 641	54 439 939	19,4679	7,2368	1190,7	112815	5,9375	2,57864

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
380	144 400	54 872 000	19,4936	7,2432	1193,8	113411	5,9402	2,57978
381	145 161	55 306 341	19,5192	7,2495	1196,9	114009	5,9428	2,58093
382	145 924	55 742 968	19,5448	7,2558	1200,1	114608	5,9454	2,58206
383	146 689	56 181 887	19,5704	7,2622	1203,2	115209	5,9480	2,58320
384	147 456	56 623 104	19,5959	7,2685	1206,4	115812	5,9506	2,58433
385	148 225	57 066 625	19,6214	7,2748	1209,5	116416	5,9532	2,58546
386	148 996	57 512 456	19,6469	7,2811	1212,7	117021	5,9558	2,58659
387	149 769	57 960 603	19,6723	7,2874	1215,8	117628	5,9584	2,58771
388	150 544	58 411 072	19,6977	7,2936	1218,9	118237	5,9610	2,58883
389	151 321	58 863 869	19,7231	7,2999	1222,1	118847	5,9636	2,58995
390	152 100	59 319 000	19,7484	7,3061	1225,2	119459	5,9661	2,59106
391	152 881	59 776 471	19,7737	7,3124	1228,4	120072	5,9687	2,59218
392	153 664	60 236 288	19,7990	7,3186	1231,5	120687	5,9713	2,59329
393	154 449	60 698 457	19,8242	7,3248	1234,6	121304	5,9738	2,59439
394	155 236	61 162 984	19,8494	7,3310	1237,8	121922	5,9764	2,59550
395	156 025	61 629 875	19,8746	7,3372	1240,9	122542	5,9789	2,59660
396	156 816	62 099 136	19,8997	7,3434	1244,1	123163	5,9814	2,59770
397	157 609	62 570 773	19,9249	7,3496	1247,2	123786	5,9839	2,59879
398	158 404	63 044 792	19,9499	7,3558	1250,4	124410	5,9865	2,59988
399	159 201	63 521 199	19,9750	7,3619	1253,5	125036	5,9890	2,60097
400	160 000	64 000 000	20,0000	7,3681	1256,6	125664	5,9915	2,60206
401	160 801	64 481 201	20,0250	7,3742	1259,8	126293	5,9940	2,60314
402	161 604	64 964 808	20,0499	7,3803	1262,9	126923	5,9965	2,60423
403	162 409	65 450 827	20,0749	7,3864	1266,1	127556	5,9989	2,60531
404	163 216	65 939 264	20,0998	7,3925	1269,2	128190	6,0014	2,60638
405	164 025	66 430 125	20,1246	7,3986	1272,3	128825	6,0039	2,60746
406	164 836	66 923 416	20,1494	7,4047	1275,5	129462	6,0064	2,60853
407	165 649	67 419 143	20,1742	7,4108	1278,6	130100	6,0088	2,60959
408	166 464	67 917 312	20,1990	7,4169	1281,8	130741	6,0113	2,61066
409	167 281	68 417 929	20,2237	7,4229	1284,9	131382	6,0137	2,61172
410	168 100	68 921 000	20,2485	7,4290	1288,1	132025	6,0162	2,61278
411	168 921	69 426 531	20,2731	7,4350	1291,2	132670	6,0186	2,61384
412	169 744	69 934 528	20,2978	7,4410	1294,3	133317	6,0210	2,61490
413	170 569	70 444 997	20,3224	7,4470	1297,5	133965	6,0234	2,61595
414	171 396	70 957 944	20,3470	7,4530	1300,6	134614	6,0259	2,61700
415	172 225	71 473 375	20,3715	7,4590	1303,8	135265	6,0283	2,61805
416	173 056	71 991 296	20,3961	7,4650	1306,9	135918	6,0307	2,61909
417	173 889	72 511 713	20,4206	7,4710	1310,0	136572	6,0331	2,62014
418	174 724	73 034 632	20,4450	7,4770	1313,2	137228	6,0355	2,62118
419	175 561	73 560 059	20,4695	7,4829	1316,3	137885	6,0379	2,62221
420	176 400	74 088 000	20,4939	7,4889	1319,5	138544	6,0403	2,62325
421	177 241	74 618 461	20,5183	7,4948	1322,6	139205	6,0426	2,62428
422	178 084	75 151 448	20,5426	7,5007	1325,8	139867	6,0450	2,62531
423	178 929	75 686 967	20,5670	7,5067	1328,9	140531	6,0474	2,62634
424	179 776	76 225 024	20,5913	7,5126	1332,0	141196	6,0497	2,62737

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
425	180 625	76 765 625	20,6155	7,5185	1335,2	141863	6,0521	2,62839
426	181 476	77 308 776	20,6398	7,5244	1338,3	142531	6,0544	2,62941
427	182 329	77 854 483	20,6640	7,5302	1341,5	143201	6,0568	2,63043
428	183 184	78 402 752	20,6882	7,5361	1344,6	143872	6,0591	2,63144
429	184 041	78 953 589	20,7123	7,5420	1347,7	144545	6,0615	2,63246
430	184 900	79 507 000	20,7364	7,5478	1350,9	145220	6,0638	2,63347
431	185 761	80 062 991	20,7605	7,5537	1354,0	145896	6,0661	2,63448
432	186 624	80 621 568	20,7846	7,5595	1357,2	146574	6,0684	2,63548
433	187 489	81 182 737	20,8087	7,5654	1360,3	147254	6,0707	2,63649
434	188 356	81 746 504	20,8327	7,5712	1363,5	147934	6,0730	2,63749
435	189 225	82 312 875	20,8567	7,5770	1366,6	148617	6,0753	2,63849
436	190 096	82 881 856	20,8806	7,5828	1369,7	149301	6,0776	2,63949
437	190 969	83 453 453	20,9045	7,5886	1372,9	149987	6,0799	2,64048
438	191 844	84 027 672	20,9284	7,5944	1376,0	150674	6,0822	2,64147
439	192 721	84 604 519	20,9523	7,6001	1379,2	151363	6,0845	2,64246
440	193 600	85 184 000	20,9762	7,6059	1382,3	152053	6,0868	2,64345
441	194 481	85 766 121	21,0000	7,6117	1385,4	152745	6,0890	2,64444
442	195 364	86 350 888	21,0238	7,6174	1388,6	153439	6,0913	2,64542
443	196 249	86 938 307	21,0476	7,6232	1391,7	154134	6,0936	2,64640
444	197 136	87 528 384	21,0713	7,6289	1394,9	154830	6,0958	2,64738
445	198 025	88 121 125	21,0950	7,6346	1398,0	155528	6,0980	2,64836
446	198 916	88 716 536	21,1187	7,6403	1401,2	156228	6,1003	2,64933
447	199 809	89 314 623	21,1424	7,6460	1404,3	156930	6,1026	2,65031
448	200 704	89 915 392	21,1660	7,6517	1407,4	157633	6,1048	2,65128
449	201 601	90 518 849	21,1896	7,6574	1410,6	158337	6,1070	2,65225
450	202 500	91 125 000	21,2132	7,6631	1413,7	159043	6,1092	2,65321
451	203 401	91 733 851	21,2368	7,6688	1416,9	159751	6,1115	2,65418
452	204 304	92 345 408	21,2603	7,6744	1420,0	160460	6,1137	2,65514
453	205 209	92 959 677	21,2838	7,6801	1423,1	161171	6,1159	2,65610
454	206 116	93 576 664	21,3073	7,6857	1426,3	161883	6,1181	2,65706
455	207 025	94 196 375	21,3307	7,6914	1429,4	162597	6,1203	2,65801
456	207 936	94 818 816	21,3542	7,6970	1432,6	163313	6,1225	2,65896
457	208 849	95 443 993	21,3776	7,7026	1435,7	164030	6,1247	2,65992
458	209 764	96 071 912	21,4009	7,7082	1438,8	164748	6,1269	2,66087
459	210 681	96 702 579	21,4243	7,7138	1442,0	165468	6,1291	2,66181
460	211 600	97 336 000	21,4476	7,7194	1445,1	166190	6,1312	2,66276
461	212 521	97 972 181	21,4709	7,7250	1448,3	166914	6,1334	2,66370
462	213 444	98 611 128	21,4942	7,7306	1451,4	167639	6,1356	2,66464
463	214 369	99 252 847	21,5174	7,7362	1454,6	168365	6,1377	2,66558
464	215 296	99 897 344	21,5407	7,7418	1457,7	169093	6,1399	2,66652
465	216 225	100 544 625	21,5639	7,7473	1460,8	169823	6,1420	2,66745
466	217 156	101 194 696	21,5870	7,7529	1464,0	170554	6,1442	2,66839
467	218 089	101 847 563	21,6102	7,7584	1467,1	171287	6,1463	2,66932
468	219 024	102 503 232	21,6333	7,7639	1470,3	172021	6,1485	2,67025
469	219 961	103 161 709	21,6564	7,7695	1473,4	172757	6,1506	2,67117

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
470	220 900	103 823 000	21,6795	7,7750	1476,5	173494	6,1527	2,67210
471	221 841	104 487 111	21,7025	7,7805	1479,7	174234	6,1549	2,67302
472	222 784	105 154 048	21,7256	7,7860	1482,8	174974	6,1570	2,67394
473	223 729	105 823 817	21,7486	7,7915	1486,0	175716	6,1591	2,67486
474	224 676	106 496 424	21,7715	7,7970	1489,1	176460	6,1612	2,67578
475	225 625	107 171 875	21,7945	7,8025	1492,3	177205	6,1633	2,67669
476	226 576	107 850 176	21,8174	7,8079	1495,4	177952	6,1654	2,67761
477	227 529	108 531 333	21,8403	7,8134	1498,5	178701	6,1675	2,67852
478	228 484	109 215 352	21,8632	7,8188	1501,7	179451	6,1696	2,67943
479	229 441	109 992 239	21,8861	7,8243	1504,8	180203	6,1717	2,68034
480	230 400	110 592 000	21,9089	7,8297	1508,0	180956	6,1738	2,68124
481	231 361	111 284 641	21,9317	7,8352	1511,1	181711	6,1759	2,68215
482	232 324	111 980 168	21,9545	7,8406	1514,2	182467	6,1779	2,68305
483	233 289	112 678 587	21,9773	7,8460	1517,4	183225	6,1800	2,68395
484	234 256	113 379 904	22,0000	7,8514	1520,5	183984	6,1821	2,68485
485	235 225	114 084 125	22,0227	7,8568	1523,7	184745	6,1841	2,68574
486	236 196	114 791 256	22,0454	7,8622	1526,8	185508	6,1862	2,68664
487	237 169	115 501 303	22,0681	7,8676	1530,0	186272	6,1883	2,68753
488	238 144	116 214 272	22,0907	7,8730	1533,1	187038	6,1903	2,68842
489	239 121	116 930 169	22,1133	7,8784	1536,2	187805	6,1924	2,68931
490	240 100	117 649 000	22,1359	7,8837	1539,4	188574	6,1944	2,69020
491	241 081	118 370 771	22,1585	7,8891	1542,5	189345	6,1964	2,69108
492	242 064	119 095 488	22,1811	7,8944	1545,7	190117	6,1985	2,69197
493	243 049	119 823 157	22,2036	7,8998	1548,8	190890	6,2005	2,69285
494	244 036	120 553 784	22,2261	7,9051	1551,9	191665	6,2025	2,69373
495	245 025	121 287 375	22,2486	7,9105	1555,1	192442	6,2046	2,69461
496	246 016	122 023 936	22,2711	7,9158	1558,2	193221	6,2066	2,69548
497	247 009	122 763 473	22,2935	7,9211	1561,4	194000	6,2086	2,69636
498	248 004	123 505 992	22,3159	7,9264	1564,5	194782	6,2106	2,69723
499	249 001	124 251 499	22,3383	7,9317	1567,7	195565	6,2126	2,69810
500	250 000	125 000 000	22,3607	7,9370	1570,8	196350	6,2146	2,69897
501	251 001	125 751 501	22,3830	7,9423	1573,9	197136	6,2166	2,69984
502	252 004	126 506 008	22,4054	7,9476	1577,1	197923	6,2186	2,70070
503	253 009	127 263 527	22,4277	7,9528	1580,2	198713	6,2206	2,70157
504	254 016	128 024 064	22,4499	7,9581	1583,4	199504	6,2226	2,70243
505	255 025	128 787 625	22,4722	7,9634	1586,5	200296	6,2246	2,70329
506	256 036	129 554 216	22,4944	7,9686	1589,6	201090	6,2265	2,70415
507	257 049	130 323 843	22,5167	7,9739	1592,8	201886	6,2285	2,70501
508	258 064	131 096 512	22,5389	7,9791	1595,9	202683	6,2305	2,70586
509	259 081	131 872 229	22,5610	7,9843	1599,1	203482	6,2324	2,70672
510	260 100	132 651 000	22,5832	7,9896	1602,2	204282	6,2344	2,70757
511	261 121	133 432 831	22,6053	7,9948	1605,4	205084	6,2364	2,70842
512	262 144	134 217 728	22,6274	8,0000	1608,5	205887	6,2383	2,70927
513	263 169	135 005 697	22,6495	8,0052	1611,6	206692	6,2403	2,71012
514	264 196	135 796 744	22,6716	8,0104	1614,8	207499	6,2422	2,71096

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	$\ln n$	$\lg n$
515	265 225	136 590 875	22,6936	8,0156	1617,9	208307	6,2442	2,71181
516	266 256	137 388 096	22,7156	8,0208	1621,1	209117	6.2461	2,71265
517	267 289	138 188 413	22,7376	8,0260	1624,2	209928	6,2480	2,71349
518	268 324	138 991 832	22,7596	8,0311	1627,3	210741	6,2500	2.71433
519	269 361	139 798 359	22,7816	8,0363	1630,5	211556	6,2519	2,71517
520	270 400	140 608 000	22,8035	8,0415	1633,6	212372	6,2538	2,71600
521	271 441	141 420 761	22,8254	8,0466	1636,8	213189	6,2558	2,71684
522	272 484	142 236 648	22,8473	8,0517	1639,9	214008	6,2577	2,71767
523	273 529	143 055 667	22,8692	8.0569	1643,1	214829	6,2596	2,71850
524	274 576	143 877 824	22,8910	8,0620	1646,2	215651	6,2615	2,71933
525	275 625	144 703 125	22,9129	8,0671	1649,3	216475	6,2634	2,72016
526	276 676	145 531 576	22,9347	8,0723	1652,5	217301	6,2653	2,72099
527	277 729	146 363 183	22,9565	8,0774	1655,6	218128	6.2672	2,72181
528	278 784	147 197 952	22,9783	8,0825	1658,8	218956	6,2691	2,72263
529	279 841	148 035 889	23,0000	8,0876	1661,9	219787	6,2710	2,72346
530	280 900	148 877 000	23,0217	8,0927	1665,0	220618	6,2729	2.72428
531	281 961	149 721 291	23,0434	8,0978	1668,2	221452	6,2748	2,72509
532	283 024	150 568 768	23,0651	8,1028	1671,3	222287	6,2766	2,72591
533	284 089	151 419 437	23,0868	8,1079	1674,5	223123	6.2785	2,72673
534	285 156	152 273 304	23,1084	8,1130	1677,6	223961	6,2804	2,72754
535	286 225	153 130 375	23,1301	8,1180	1680,8	224801	6,2823	2,72835
536	287 296	153 990 656	23,1517	8,1231	1683,9	225642	6,2841	2,72916
537	288 369	154 854 153	23,1733	8,1281	1687,0	226484	6,2860	2,72997
538	289 444	155 720 872	23,1948	8,1332	1690,2	227329	6,2879	2,73078
539	290 521	156 590 819	23,2164	8,1382	1693,3	228175	6,2897	2,73159
540	291 600	157 464 000	23,2379	8,1433	1696,5	229022	6,2916	2,73239
541	292 681	158 340 421	23,2594	8,1483	1699,6	229871	6,2934	2,73320
542	293 764	159 220 088	23,2809	8,1533	1702,7	230722	6,2953	2,73400
543	294 849	160 103 007	23,3024	8,1583	1705,9	231574	6,2971	2,73480
544	295 936	160 989 184	23,3238	8,1633	1709,0	232328	6,2989	2,73560
545	297 025	161 878 625	23,3452	8,1683	1712,2	233283	6,3008	2,73640
546	298 116	162 771 336	23,3666	8,1733	1715,3	234140	6,3026	2,73719
547	299 209	163 667 323	23,3880	8,1783	1718,5	234998	6,3044	2,73799
548	300 304	164 566 592	23,4094	8,1833	1721,6	235858	6,3063	2,73878
549	301 401	165 469 149	23,4307	8,1882	1724,7	236720	6,3081	2,73957
550	302 500	166 375 000	23,4521	8,1932	1727,9	237583	6,3099	2,74036
551	303 601	167 284 151	23,4734	8,1982	1731,0	238448	6,3117	2,74115
552	304 705	168 196 608	23,4947	8,2031	1734,2	239314	6,3135	2,74194
553	305 809	169 112 377	23,5160	8,2081	1737,3	240182	6,3154	2,74273
554	306 916	170 031 464	23,5372	8,2130	1740,4	241051	6.3172	2,74351
555	308 025	170 953 875	23,5584	8,2180	1743,6	241922	6,3190	2,74429
556	309 136	171 879 616	23,5797	8,2229	1746,7	242795	6,3208	2,74507
557	310 249	172 808 693	23,6008	8,2278	1749,9	243669	6,3226	2,745[illegible]
558	311 364	173 741 112	23,6220	8,2327	1753,0	244545	6,3244	2.7[illegible]
559	312 481	174 676 879	23,6432	8,2377	1756,2	245422	6,3261	2[illegible]

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
560	313 600	175 616 000	23,6643	8,2426	1759,3	246301	6,3279	2,74819
561	314 721	176 558 481	23,6854	8,2475	1762,4	247181	6,3297	2,74896
562	315 844	177 504 328	23,7065	8,2524	1765,6	248063	6,3315	2,74974
563	316 969	178 453 547	23,7276	8,2573	1768,7	248947	6,3333	2,75051
564	318 096	179 406 144	23,7487	8,2621	1771,9	249832	6,3351	2,75128
565	319 225	180 362 125	23,7697	8,2670	1775,0	250719	6,3368	2,75205
566	320 356	181 321 496	23,7908	8,2719	1778,1	251607	6,3386	2,75282
567	321 489	182 284 263	23,8118	8,2768	1781,3	252497	6,3404	2,75358
568	322 624	183 250 432	23,8328	8,2816	1784,4	253388	6,3421	2,75435
569	323 761	184 220 009	23,8537	8,2865	1787,6	254281	6,3439	2,75511
570	324 900	185 193 000	23,8747	8,2913	1790,7	255176	6,3456	2,75587
571	326 041	186 169 411	23,8956	8,2962	1793,8	256072	6,3474	2,75664
572	327 184	187 149 248	23,9165	8,3010	1797,0	256970	6,3491	2,75740
573	328 329	188 132 517	23,9374	8,3059	1800,1	257869	6,3509	2,75815
574	329 476	189 119 224	23,9583	8,3107	1803,3	258770	6,3526	2,75891
575	330 625	190 109 375	23,9792	8,3155	1806,4	259672	6,3544	2,75967
576	331 776	191 102 976	24,0000	8,3203	1809,6	260576	6,3561	2,76042
577	332 929	192 100 033	24,0208	8,3251	1812,7	261482	6,3578	2,76118
578	334 084	193 100 552	24,0416	8,3300	1815,8	262389	6,3596	2,76193
579	335 241	194 104 539	24,0624	8,3348	1819,0	263298	6,3613	2,76268
580	336 400	195 112 000	24,0832	8,3396	1822,1	264208	6,3630	2,76343
581	337 561	196 122 941	24,1039	8,3443	1825,3	265120	6,3648	2,76418
582	338 724	197 137 368	24,1247	8,3491	1828,4	266033	6,3665	2,76492
583	339 889	198 155 287	24,1454	8,3539	1831,5	266948	6,3682	2,76567
584	341 056	199 176 704	24,1661	8,3587	1834,7	267865	6,3699	2,76641
585	342 225	200 201 625	24,1868	8,3634	1837,8	268783	6,3716	2,76716
586	343 396	201 230 056	24,2047	8,3682	1841,0	269703	6,3733	2,76790
587	344 569	202 262 003	24,2281	8,3730	1844,1	270624	6,3750	2,76864
588	345 744	203 297 472	24,2487	8,3777	1847,3	271547	6,3767	2,76938
589	346 921	204 336 469	24,2693	8,3825	1850,4	272471	6,3784	2,77012
590	348 100	205 379 000	24,2899	8,3872	1853,5	273397	6,3801	2,77085
591	349 281	206 425 071	24,3105	8,3919	1856,7	274325	6,3818	2,77159
592	350 464	207 474 688	24,3311	8,3967	1859,8	275254	6,3835	2,77232
593	351 649	208 527 857	24,3516	8,4014	1863,0	276184	6,3852	2,77305
594	352 836	209 584 584	24,3721	8,4061	1866,1	277117	6,3869	2,77379
595	354 025	210 644 875	24,3926	8,4108	1869,2	278051	6,3886	2,77452
596	355 216	211 708 736	24,4131	8,4155	1872,4	278986	6,3902	2,77525
597	356 409	212 776 173	24,4336	8,4202	1875,5	279923	6,3919	2,77597
598	357 604	213 847 192	24,4540	8,4249	1878,7	280862	6,3936	2,77670
599	358 801	214 921 799	24,4745	8,4296	1881,8	281802	6,3953	2,77743
600	360 000	216 000 000	24,4949	8,4343	1885,0	282743	6,3969	2,77815
601	361 201	217 081 801	24,5153	8,4390	1888,1	283687	6,3986	2,77887
602	362 404	218 167 208	24,5357	8,4437	1891,2	284631	6,4003	2,77960
603	363 609	219 256 227	24,5561	8,4484	1894,4	285578	6,4019	2,78032
604	364 816	220 348 864	24,5764	8,4530	1897,5	286526	6,4036	2,78104

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	$\ln n$	$\lg n$
605	366 025	221 445 125	24,5967	8,4577	1900,7	287475	6,4052	2,78176
606	367 236	222 545 016	24,6171	8,4623	1903,8	288426	6,4069	2,78247
607	368 449	223 648 543	24,6374	8,4670	1906,9	289379	6,4085	2,78319
608	369 664	224 755 712	24,6577	8,4716	1910,1	290333	6,4102	2,78390
609	370 881	225 866 529	24,6779	8,4763	1913,2	291289	6,4118	2,78462
610	372 100	226 981 000	24,6982	8,4809	1916,4	292247	6,4135	2,78533
611	373 321	228 099 131	24,7184	8,4856	1919,5	293206	6,4151	2,78604
612	374 544	229 220 928	24,7386	8,4902	1922,7	294166	6,4167	2,78675
613	375 769	230 346 397	24,7588	8,4948	1925,8	295128	6,4184	2,78746
614	376 996	231 475 544	24,7790	8,4994	1928,9	296092	6,4200	2,78817
615	378 225	232 608 375	24,7992	8,5040	1932,1	297057	6,4216	2,78888
616	379 456	233 744 896	24,8193	8,5086	1935,2	298024	6,4232	2,78958
617	380 689	234 885 113	24,8395	8,5132	1938,4	298992	6,4249	2,79029
618	381 924	236 029 032	24,8596	8,5178	1941,5	299962	6,4265	2,79099
619	383 161	237 176 659	24,8797	8,5224	1944,6	300934	6,4281	2,79169
620	384 400	238 328 000	24,8998	8,5270	1947,8	301907	6,4297	2,79239
621	385 641	239 483 061	24,9199	8,5316	1950,9	302882	6,4313	2,79309
622	386 884	240 641 848	24,9399	8,5362	1954,1	303858	6,4329	2,79379
623	388 129	241 804 367	24,9600	8,5408	1957,2	304836	6,4345	2,79449
624	389 376	242 970 624	24,9800	8,5453	1960,4	305815	6,4362	2,79518
625	390 625	244 140 625	25,0000	8,5499	1963,5	306796	6,4378	2,79588
626	391 876	245 314 376	25,0200	8,5544	1966,6	307779	6,4394	2,79657
627	393 129	246 491 883	25,0400	8,5590	1969,8	308763	6,4409	2,79727
628	394 384	247 673 152	25,0599	8,5635	1972,9	309748	6,4425	2,79796
629	395 641	248 858 189	25,0799	8,5681	1976,1	310736	6,4441	2,79865
630	396 900	250 047 000	25,0998	8,5726	1979,2	311725	6,4457	2,79934
631	398 161	251 239 591	25,1197	8,5772	1982,3	312715	6,4473	2,80003
632	399 424	252 435 968	25,1396	8,5817	1985,5	313707	6,4489	2,80072
633	400 689	253 636 137	25,1595	8,5862	1988,6	314700	6,4505	2,80140
634	401 956	254 840 104	25,1794	8,5907	1991,8	315696	6,4520	2,80209
635	403 225	256 047 875	25,1992	8,5952	1994,9	316692	6,4536	2,80277
636	404 496	257 259 456	25,2190	8,5997	1998,1	317690	6,4552	2,80346
637	405 769	258 474 853	25,2389	8,6043	2001,2	318690	6,4568	2,80414
638	407 044	259 694 072	25,2587	8,6088	2004,3	319692	6,4583	2,80482
639	408 321	260 917 119	25,2784	8,6132	2007,5	320695	6,4599	2,80550
640	409 600	262 144 000	25,2982	8,6177	2010,6	321699	6,4615	2,80618
641	410 881	263 374 721	25,3180	8,6222	2013,8	322705	6,4630	2,80686
642	412 164	264 609 288	25,3377	8,6267	2016,9	323713	6,4646	2,80754
643	413 449	265 847 707	25,3574	8,6312	2020,0	324722	6,4661	2,80821
644	414 736	267 089 984	25,3772	8,6357	2023,2	325733	6,4677	2,80889
645	416 025	268 336 125	25,3969	8,6401	2026,3	326745	6,4693	2,80956
646	417 316	269 586 136	25,4165	8,6446	2029,5	327759	6,4708	2,81023
647	418 609	270 840 023	25,4362	8,6490	2032,6	328775	6,4723	2,81090
648	419 904	272 097 792	25,4558	8,6535	2035,8	329792	6,4739	2,81158
649	421 201	273 359 449	25,4755	8,6579	2038,9	330810	6,4754	2,81224

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
650	422 500	274 625 000	25,4951	8,6624	2042,0	331831	6,4770	2,81291
651	423 801	275 894 451	25,5147	8,6668	2045,2	332853	6,4785	2,81358
652	425 104	277 167 808	25,5343	8,6713	2048,3	333876	6,4800	2,81425
653	426 409	278 445 077	25,5539	8,6757	2051,3	334901	6,4816	2,81491
654	427 716	279 726 264	25,5734	8,6801	2054,6	335927	6,4831	2,81558
655	429 025	281 011 375	25,5930	8,6845	2057,7	336955	6,4846	2,81624
656	430 336	282 300 416	25,6125	8,6890	2060,9	337985	6,4862	2,81690
657	431 649	283 593 393	25,6320	8,6934	2064,0	339016	6,4877	2,81757
658	432 964	284 890 312	25,6515	8,6978	2067,2	340049	6,4892	2,81823
659	434 281	286 191 179	25,6710	8,7022	2070,3	341083	6,4907	2,81889
660	435 600	287 496 000	25,6905	8,7066	2073,5	342119	6,4922	2,81954
661	436 921	288 804 781	25,7099	8,7110	2076,6	343175	6,4938	2,82020
662	438 244	290 117 528	25,7294	8,7154	2079,7	344196	6,4953	2,82086
663	439 569	291 434 247	25,7488	8,7198	2082,9	345237	6,4968	2,82151
664	440 896	292 754 944	25,7682	8,7241	2086,0	346279	6,4983	2,82217
665	442 225	294 079 625	25,7876	8,7285	2089,2	347323	6,4998	2.82282
666	443 556	295 408 296	25,8070	8,7329	2092,3	348368	6,5013	2,82307
667	444 889	296 740 963	25,8263	8,7373	2095,4	349415	6,5028	2,82413
668	446 224	298 077 632	25,8457	8,7416	2098,6	350464	6,5043	2,82478
669	447 561	299 418 309	25,8650	8,7460	2101,7	351514	6,5058	2.82543
670	448 900	300 763 000	25,8844	8,7503	2104,9	352565	6,5073	2,82607
671	450 241	302 111 711	25,9037	8,7547	2108,0	353618	6,5088	2,82672
672	451 584	303 464 448	25,9230	8,7590	2111,2	354673	6.5103	2,82737
673	452 929	304 821 217	25,9422	8,7634	2114,3	355730	6,5117	2,82802
674	454 276	306 182 024	25,9615	8,7677	2117,4	356788	6,5132	2,82866
675	455 625	307 546 875	25,9808	8,7721	2120,6	357847	6,5147	2,82930
676	456 976	308 915 776	26,0000	8,7764	2123,7	358908	6,5162	2,82995
677	458 329	310 288 733	26,0192	8,7807	2126,9	359971	6,5177	2,83059
678	459 684	311 665 752	26,0384	8,7850	2130,0	361035	6,5191	2,83123
679	461 041	313 046 839	26,0576	8,7893	2133,1	362101	6,5206	2,83187
680	462 400	314 432 000	26,0768	8,7937	2136,3	363168	6,5221	2,83251
681	463 761	315 821 241	26,0960	8,7980	2139,4	364237	6,5236	2,83315
682	465 124	317 214 568	26,1151	8,8023	2142,6	365308	6,5250	2.83378
683	466 489	318 611 987	26,1343	8,8066	2145,7	366380	6,5265	2,83442
684	467 856	320 013 504	26,1534	8,8109	2148,8	367453	6,5280	2.83506
685	469 225	321 419 125	26,1725	8,8152	2152,0	368528	6,5294	2.83569
686	470 596	322 828 856	26,1916	8,8194	2155,1	369605	6,5309	2,83632
687	471 969	324 242 703	26,2107	8,8237	2158,3	370684	6,5323	2,83696
688	473 344	325 660 672	26,2298	8,8280	2161,4	371764	6,5338	2,83759
689	474 721	327 082 769	26,2488	8,8323	2164,6	372845	6,5352	2,83822
690	476 100	328 509 000	26,2679	8,8366	2167,7	373928	6,5367	2,83885
691	477 481	329 939 371	26,2869	8,8408	2170,8	375013	6,5381	2,83948
692	478 864	331 373 888	26.3059	8,8451	2174,0	376099	6,5396	2,84011
693	480 249	332 8[illegible]	[illegible]19	8,8493	2177,1	377187	6,5410	2,84073
694	481 636	[illegible]	[illegible]	8,8536	2180,3	378276	6,5425	2,84136

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4}n^2$	ln n	lg n
695	483 025	335 702 375	26,3629	8,8578	2183,4	379367	6,5439	2,84198
696	484 416	337 153 536	26,3818	8,8621	2186,5	380459	6,5453	2,84261
697	485 809	338 608 873	26,4008	8,8663	2189,7	381553	6,5468	2,84323
698	487 204	340 068 392	26,4197	8,8706	2192,8	382649	6,5482	2,84386
699	488 601	341 532 099	26,4386	8,8748	2196,0	383746	6,5497	2,84448
700	490 000	343 000 000	26,4575	8,8790	2199,1	384845	6,5511	2,84510
701	491 401	344 472 101	26,4764	8,8833	2202,3	385945	6,5525	2,84572
702	492 804	345 948 408	26,4953	8,8875	2205,4	387047	6,5539	2,84634
703	494 209	347 428 927	26,5141	8,8917	2208,5	388151	6,5554	2,84696
704	495 616	348 913 664	26,5330	8,8959	2211,7	389256	6,5568	2,84757
705	497 025	350 402 625	26,5518	8,9001	2214,8	390363	6,5582	2,84819
706	498 436	351 895 816	26,5707	8,9043	2218,0	391471	6,5596	2,84880
707	499 849	353 393 243	26,5895	8,9085	2221,1	392580	6,5610	2,84942
708	501 264	354 894 912	26,6083	8,9127	2224,2	393692	6,5624	2,85003
709	502 681	356 400 829	26,6271	8,9169	2227,4	394805	6,5639	2,85065
710	504 100	357 911 000	26,6458	8,9211	2230,5	395919	6,5653	2,85126
711	505 521	359 425 431	26,6646	8,9253	2233,7	397035	6,5667	2,85187
712	506 944	360 944 128	26,6833	8,9295	2236,8	398153	6,5681	2,85248
713	508 369	362 467 097	26,7021	8,9337	2240,0	399272	6,5695	2,85309
714	509 796	363 994 344	26,7208	8,9378	2243,1	400393	6,5709	2,85370
715	511 225	365 525 875	26,7395	8,9420	2246,2	401515	6,5723	2,85431
716	512 656	367 061 696	26,7582	8,9462	2249,4	402639	6,5737	2,85491
717	514 089	368 601 813	26,7769	8,9503	2252,5	403765	6,5751	2,85552
718	515 524	370 146 232	26,7955	8,9545	2255,7	404892	6,5765	2,85612
719	516 961	371 694 959	26,8142	8,9587	2258,8	406020	6,5779	2,85673
720	518 400	373 248 000	26,8328	8,9628	2261,9	407150	6,5793	2,85733
721	519 841	374 805 361	26,8514	8,9670	2265,1	408282	6,5806	2,85794
722	521 284	376 367 048	26,8701	8,9711	2268,2	409415	6,5820	2,85854
723	522 729	377 933 067	26,8887	8,9752	2271,4	410550	6,5834	2,85914
724	524 176	379 503 424	26,9072	8,9794	2274,5	411687	6,5848	2,85974
725	525 625	381 078 125	26,9258	8,9835	2277,7	412825	6,5862	2,86034
726	527 076	382 657 176	26,9444	8,9876	2280,8	413965	6,5876	2,86094
727	528 529	384 240 583	26,9629	8,9918	2283,9	415106	6,5889	2,86153
728	529 984	385 828 352	26,9815	8,9959	2287,1	416248	6,5903	2,86213
729	531 441	387 420 489	27,0000	9,0000	2290,2	417393	6,5917	2,86273
730	532 900	389 017 000	27,0185	9,0041	2293,4	418539	6,5930	2,86332
731	534 361	390 617 891	27,0370	9,0082	2296,5	419686	6,5944	2,86392
732	535 824	392 223 168	27,0555	9,0123	2299,6	420835	6,5958	2,86451
733	537 289	393 832 837	27,0740	9,0164	2302,8	421986	6,5971	2,86510
734	538 756	395 446 904	27,0924	9,0205	2305,9	423138	6,5985	2,86570
735	540 225	397 065 375	27,1109	9,0246	2309,1	424292	6,5999	2,86629
736	541 696	398 688 256	27,1293	9,0287	2312,2	425447	6,6012	2,86688
737	543 169	400 315 553	27,1477	9,0328	2315,4	426604	6,6026	2,86747
738	544 644	401 947 272	27,1662	9,0369	2318,5	427762	6,6039	2,86806
739	546 121	403 583 419	27,1846	9,0410	2321,6	428922	6,6053	2,86864

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
740	547 600	405 224 000	27,2029	9,0450	2324,8	430084	6,6067	2,86923
741	549 081	406 869 021	27,2213	9,0491	2327,9	431247	6,6080	2,86982
742	550 564	408 518 488	27,2397	9,0532	2331,1	432412	6,6093	2,87040
743	552 049	410 172 407	27,2580	9,0572	2334,2	433578	6,6107	2,87099
744	553 536	411 830 784	27,2764	9,0613	2337,3	434746	6,6120	2,87157
745	555 025	413 493 625	27,2947	9,0654	2340,5	435916	6,6134	2,87216
746	556 516	415 160 936	27,3130	9,0694	2343,6	437087	6,6147	2,87274
747	558 009	416 862 723	27,3313	9,0735	2346,8	438259	6,6161	2,87332
748	559 504	418 508 992	27,3496	9,0775	2349,9	439433	6,6174	2,87390
749	561 001	420 189 749	27,3679	9,0816	2353,1	440609	6,6187	2,87448
750	562 500	421 875 000	27,3861	9,0856	2356,2	441786	6,6201	2,87506
751	564 001	423 564 751	27,4044	9,0896	2359,3	442965	6,6214	2,87564
752	565 504	425 259 008	27,4226	9,0937	2362,5	444146	6,6227	2,87622
753	567 009	426 957 777	27,4408	9,0977	2365,6	445328	6,6241	2,87679
754	568 516	428 661 064	27,4591	9,1017	2368,8	446511	6,6254	2,87737
755	570 025	430 368 875	27,4773	9,1057	2371,9	447697	6,6267	2,87795
756	571 536	432 081 216	27,4955	9,1098	2375,0	448883	6,6280	2,87852
757	573 049	433 798 093	27,5136	9,1138	2378,2	450072	6,6294	2,87910
758	574 564	435 519 512	27,5318	9,1178	2381,3	451262	6,6307	2,87967
759	576 081	437 245 479	27,5500	9,1218	2384,5	452453	6,6320	2,88024
760	577 600	438 976 000	27,5681	9,1258	2387,6	453646	6,6333	2,88081
761	579 121	440 711 081	27,5862	9,1298	2390,8	454841	6,6346	2,88138
762	580 644	442 450 728	27,6043	9,1338	2393,9	456037	6,6359	2,88195
763	582 169	444 194 947	27,6225	9,1378	2397,0	457234	6,6373	2,88252
764	583 696	445 943 744	27,6405	9,1418	2400,2	458434	6,6386	2,88309
765	585 225	447 697 125	27,6586	9,1458	2403,3	459635	6,6399	2,88366
766	586 756	449 455 096	27,6767	9,1498	2406,5	460837	6,6412	2,88423
767	588 289	451 217 663	27,6948	9,1537	2409,6	462041	6,6425	2,88480
768	589 824	452 984 932	27,7128	9,1577	2412,7	463247	6,6438	2,88536
769	591 361	454 756 609	27,7308	9,1617	2415,9	464454	6,6451	2,88593
770	592 900	456 533 000	27,7489	9,1657	2419,0	465663	6,6464	2,88649
771	594 441	458 314 011	27,7669	9,1696	2422,2	466873	6,6477	2,88705
772	595 984	460 099 648	27,7849	9,1736	2425,3	468085	6,6490	2,88762
773	597 529	461 889 917	27,8029	9,1775	2428,5	469298	6,6503	2,88818
774	599 076	463 684 824	27,8209	9,1815	2431,6	470513	6,6516	2,88874
775	600 625	465 484 375	27,8388	9,1855	2434,7	471730	6,6529	2,88930
776	602 176	467 288 576	27,8568	9,1894	2437,9	472958	6,6542	2,88986
777	603 729	469 097 433	27,8747	9,1933	2441,0	474168	6,6554	2,89042
778	605 284	470 910 952	27,8927	9,1973	2444,2	475389	6,6567	2,89098
779	606 841	472 729 139	27,9106	9,2012	2447,3	476612	6,6580	2,89154
780	608 400	474 552 000	27,9285	9,2052	2450,4	477836	6,6593	2,89209
781	609 961	476 379 541	27,9464	9,2091	2453,6	479062	6,6606	2,89265
782	611 524	478 211 768	27,9643	9,2130	2456,7	480290	6,6619	2,89321
783	613 089	480 048 687	27,9821	9,2170	2459,9	481519	6,6631	2,89376
784	614 656	481 890 304	28,0000	9,2209	2463,0	482750	6,6644	2,89432

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
785	616 225	483 736 625	28,0179	9,2248	2466,2	483982	6,6657	2,89487
786	617 796	485 587 656	28,0357	9,2287	2469,3	485216	6,6670	2,89542
787	619 369	487 443 403	28,0535	9,2326	2472,4	486451	6,6682	2,89597
788	620 944	489 303 872	28,0713	9,2365	2475,6	487688	6,6695	2,89653
789	622 521	491 169 069	28,0891	9,2404	2478,7	488927	6,6708	2,89708
790	624 100	493 039 000	28,1069	9,2443	2481,9	490167	6,6720	2,89763
791	625 681	494 913 671	28,1247	9,2482	2485,0	491409	6,6733	2,89818
792	627 264	496 793 088	28,1425	9,2521	2488,1	492652	6,6746	2,89873
793	628 849	498 677 257	28,1603	9,2560	2491,3	493897	6,6758	2,89927
794	630 436	500 566 184	28,1780	9,2599	2494,4	495143	6,6771	2,89982
795	632 025	502 459 875	28,1957	9,2638	2497,6	496391	6,6783	2,90037
796	633 616	504 358 336	28,2135	9,2677	2500,7	497641	6,6796	2,90091
797	635 209	506 261 573	28,2312	9,2716	2503,8	498892	6,6809	2,90146
798	636 804	508 169 592	28,2489	9,2754	2507,0	500145	6,6821	2,90200
799	638 401	510 082 399	28,2666	9,2793	2510,1	501399	6,6834	2,90255
800	640 000	512 000 000	28,2843	9,2832	2513,3	502655	6,6846	2,90309
801	641 601	513 922 401	28,3019	9,2870	2516,4	503912	6,6859	2,90363
802	643 204	515 849 608	28,3196	9,2909	2519,6	505171	6,6871	2,90417
803	644 809	517 781 627	28,3373	9,2948	2522,7	506432	6,6884	2,90472
804	646 416	519 718 464	28,3549	9,2986	2525,8	507694	6,6896	2,90526
805	648 025	521 660 125	28,3725	9,3025	2529,0	508958	6,6908	2,90580
806	649 636	523 606 616	28,3901	9,3063	2532,1	510223	6,6921	2,90634
807	651 249	525 557 943	28,4077	9,3102	2535,3	511490	6,6933	2,90687
808	652 864	527 514 112	28,4253	9,3140	2538,4	512758	6,6946	2,90741
809	654 481	529 475 129	28,4429	9,3179	2541,5	514028	6,6958	2,90795
810	656 100	531 441 000	28,4605	9,3217	2544,7	515300	6,6970	2,90849
811	657 721	533 411 731	28,4781	9,3255	2547,8	516573	6,6983	2,90902
812	659 344	535 387 328	28,4956	9,3294	2551,0	517848	6,6995	2,90956
813	660 969	537 367 797	28,5132	9,3332	2554,1	519124	6,7007	2,91009
814	662 596	539 353 144	28,5307	9,3370	2557,3	520402	6,7020	2,91062
815	664 225	541 343 375	28,5482	9,3408	2560,4	521681	6,7032	2,91116
816	665 856	543 338 496	28,5657	9,3447	2563,5	522962	6,7044	2,91169
817	667 489	545 338 513	28,5832	9,3485	2566,7	524245	6,7056	2,91222
818	669 124	547 343 432	28,6007	9,3523	2569,8	525529	6,7069	2,91275
819	670 761	549 353 259	28,6182	9,3561	2573,0	526814	6,7081	2,91328
820	672 400	551 368 000	28,6356	9,3599	2576,1	528102	6,7093	2,91381
821	674 041	553 387 661	28,6531	9,3637	2579,2	529391	6,7105	2,91434
822	675 684	555 412 248	28,6705	9,3675	2582,4	530681	6,7117	2,91487
823	677 329	557 441 767	28,6880	9,3713	2585,5	531973	6,7130	2,91540
824	678 976	559 476 224	28,7054	9,3751	2588,7	533267	6,7142	2,91593
825	680 625	561 515 625	28,7228	9,3789	2591,8	534562	6,7154	2,91645
826	682 276	563 559 976	28,7402	9,3827	2595,0	535858	6,7166	2,91698
827	683 929	565 609 283	28,7576	9,3865	2598,1	537157	6,7178	2,91751
828	685 584	567 663 552	28,7750	9,3902	2601,2	538456	6,7190	2,91803
829	687 241	569 722 789	28,7924	9,3940	2604,4	539758	6,7202	2,91855

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
830	688 900	571 787 000	28,8097	9,3978	2607,5	541061	6,7214	2,91908
831	690 561	573 856 191	28,8271	9,4016	2610,7	542365	6,7226	2,91960
832	692 224	575 930 368	28,8444	9,4053	2613,8	543671	6,7238	2,92012
833	693 889	578 009 537	28,8617	9,4091	2616,9	544979	6,7250	2,92065
834	695 556	580 093 704	28,8791	9,4129	2620,1	546288	6,7262	2,92117
835	697 225	582 182 875	28,8964	9,4166	2623,2	547599	6,7274	2,92169
836	698 896	584 277 056	28,9137	9,4204	2626,4	548912	6,7286	2,92221
837	700 569	586 376 253	28,9310	9,4241	2629,5	550226	6,7298	2,92273
838	702 244	588 480 472	28,9482	9,4279	2632,7	551541	6,7310	2,92324
839	703 921	590 589 719	28,9655	9,4316	2635,8	552858	6,7322	2,92376
840	705 600	592 704 000	28,9828	9,4354	2638,9	554177	6,7334	2,92428
841	707 281	594 823 321	29,0000	9,4391	2642,1	555497	6,7346	2,92480
842	708 964	596 947 688	29,0172	9,4429	2645,2	556819	6,7358	2,92531
843	710 649	599 077 107	29,0345	9,4466	2648,4	558142	6,7370	2,92583
844	712 336	601 211 584	29,0517	9,4503	2651,5	559467	6,7382	2,92634
845	714 025	603 351 125	29,0689	9,4541	2654,6	560794	6,7393	2,92686
846	715 716	605 495 736	29,0861	9,4578	2657,8	562122	6,7405	2,92737
847	717 409	607 645 423	29,1033	9,4615	2660,9	563452	6,7417	2,92788
848	719 104	609 800 192	29,1204	9,4652	2664,1	564783	6,7429	2,92840
849	720 801	611 960 049	29,1376	9,4690	2667,2	566116	6,7441	2,92891
850	722 500	614 125 000	29,1548	9,4727	2670,4	567450	6,7452	2,92942
851	724 201	616 295 051	29,1719	9,4764	2673,5	568786	6,7464	2,92993
852	725 904	618 470 208	29,1890	9,4801	2676,6	570124	6,7476	2,93044
853	727 609	620 650 477	29,2062	9,4838	2679,8	571463	6,7488	2,93095
854	729 316	622 835 864	29,2233	9,4875	2682,9	572803	6,7499	2,93146
855	731 025	625 026 375	29,2404	9,4912	2686,1	574146	6,7511	2,93197
856	732 736	627 222 016	29,2575	9,4949	2689,2	575490	6,7523	2,93247
857	734 449	629 422 793	29,2746	9,4986	2692,3	576835	6,7534	2,93298
858	736 164	631 628 712	29,2916	9,5023	2695,5	578182	6,7546	2,93349
859	737 881	633 839 779	29,3087	9,5060	2698,6	579530	6,7558	2,93399
860	739 600	636 056 000	29,3258	9,5097	2701,8	580880	6,7569	2,93450
861	741 321	638 277 381	29,3428	9,5134	2704,9	582232	6,7581	2,93500
862	743 044	640 503 928	29,3598	9,5171	2708,1	583585	6,7593	2,93551
863	744 769	642 735 647	29,3769	9,5207	2711,2	584940	6,7604	2,93601
864	746 496	644 972 544	29,3939	9,5244	2714,3	586297	6,7616	2,93651
865	748 225	647 214 625	29,4109	9,5281	2717,5	587655	6,7627	2,93702
866	749 956	649 461 896	29,4279	9,5317	2720,6	589014	6,7639	2,93752
867	751 689	651 714 363	29,4449	9,5354	2723,8	590375	6,7650	2,93802
868	753 424	653 972 032	29,4618	9,5391	2726,9	591738	6,7662	2,93852
869	755 161	656 234 909	29,4788	9,5427	2730,0	593102	6,7673	2,93902
870	756 900	658 503 000	29,4958	9,5464	2733,2	594468	6,7685	2,93952
871	758 641	660 776 311	29,5127	9,5501	2736,3	595835	6,7696	2,94002
872	760 384	663 054 848	29,5296	9,5537	2739,5	597204	6,7708	2,94052
873	762 129	665 338 617	29,5466	9,5574	2742,6	598575	6,7719	2,94101
874	763 876	667 627 624	29,5635	9,5610	2745,8	599947	6,7731	2,94151

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
875	765 625	669 921 875	29,5804	9,5647	2748,9	601320	6,7742	2,94201
876	767 376	672 221 376	29,5973	9,5683	2752,0	602696	6,7754	2,94250
877	769 129	674 526 133	29,6142	9,5719	2755,2	604073	6,7765	2,94300
878	770 884	676 836 152	29,6311	9,5756	2758,3	605451	6,7776	2,94349
879	772 641	679 151 439	29,6479	9,5792	2761,5	606831	6,7788	2,94399
880	774 400	681 472 000	29,6648	9,5828	2764,6	608212	6,7799	2,94448
881	776 161	683 797 841	29,6816	9,5865	2767,7	609595	6,7811	2,94498
882	777 924	686 128 968	29,6985	9,5901	2770,9	610980	6,7822	2,94547
883	779 689	688 465 387	29,7153	9,5937	2774,0	612366	6,7833	2,94596
884	781 456	690 807 104	29,7321	9,5973	2777,2	613754	6,7845	2,94645
885	783 225	693 154 125	29,7489	9,6010	2780,3	615143	6,7856	2,94694
886	784 996	695 506 456	29,7658	9,6046	2783,5	616534	6,7867	2,94743
887	786 769	697 864 103	29,7825	9,6082	2786,6	617927	6,7878	2,94792
888	788 544	700 227 072	29,7993	9,6118	2789,7	619321	6,7890	2,94841
889	790 321	702 595 369	29,8161	9,6154	2792,9	620717	6,7901	2,94890
890	792 100	704 969 000	29,8329	9,6190	2796,0	622114	6,7912	2,94939
891	793 881	707 347 971	29,8496	9,6226	2799,2	623513	6,7923	2,94988
892	795 664	709 732 288	29,8664	9,6262	2802,3	624913	6,7935	2,95036
893	797 449	712 121 957	29,8831	9,6298	2805,4	626315	6,7946	2,95085
894	799 236	714 516 984	29,8998	9,6334	2808,6	627718	6,7957	2,95134
895	801 025	716 917 375	29,9166	9,6370	2811,7	629124	6,7968	2,95182
896	802 816	719 323 136	29,9333	9,6406	2814,9	630530	6,7979	2,95231
897	804 609	721 734 273	29,9500	9,6442	2818,0	631938	6,7991	2,95279
898	806 404	724 150 792	29,9666	9,6477	2821,2	633348	6,8002	2,95328
899	808 201	726 572 699	29,9833	9,6513	2824,3	634760	6,8013	2,95376
900	810 000	729 000 000	30,0000	9,6549	2827,4	636173	6,8024	2,95424
901	811 801	731 432 701	30,0167	9,6585	2830,6	637587	6,8035	2,95472
902	813 604	733 870 808	30,0333	9,6620	2833,7	639003	6,8046	2,95521
903	815 409	736 314 327	30,0500	9,6656	2836,9	640421	6,8057	2,95569
904	817 216	738 763 264	30,0666	9,6692	2840,0	641840	6,8068	2,95617
905	819 025	741 217 625	30,0832	9,6727	2843,1	643261	6,8079	2,95665
906	820 836	743 677 416	30,0998	9,6763	2846,3	644683	6,8090	2,95713
907	822 649	746 142 643	30,1164	9,6799	2849,4	646107	6,8101	2,95761
908	824 464	748 613 312	30,1330	9,6834	2852,6	647533	6,8112	2,95809
909	826 281	751 089 429	30,1496	9,6870	2855,7	648960	6,8123	2,95856
910	828 100	753 571 000	30,1662	9,6905	2858,8	650388	6,8134	2,95904
911	829 921	756 058 031	30,1828	9,6941	2862,0	651818	6,8145	2,95952
912	831 744	758 550 528	30,1993	9,6976	2865,1	653250	6,8156	2,95999
913	833 569	761 048 497	30,2159	9,7012	2868,3	654684	6,8167	2,96047
914	835 396	763 551 944	30,2324	9,7047	2871,4	656118	6,8178	2,96095
915	837 225	766 060 875	30,2490	9,7082	2874,6	657555	6,8189	2,96142
916	839 056	768 575 296	30,2655	9,7118	2877,7	658993	6,8200	2,96190
917	840 889	771 095 213	30,2820	9,7153	2880,8	660433	6,8211	2,96237
918	842 724	773 620 632	30,2985	9,7188	2884,0	661874	6,8222	2,96284
919	844 561	776 151 559	30,3150	9,7224	2887,1	663317	6,8233	2,96[illegible]

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
920	846 400	778 688 000	30,3315	9,7259	2890,3	664761	6,8244	2,96379
921	848 241	781 229 961	30,3480	9,7294	2893,4	666207	6,8255	2,96426
922	850 084	783 777 448	30,3645	9,7329	2896,5	667654	6,8265	2,96473
923	851 929	786 330 467	30,3809	9,7364	2899,7	669103	6,8276	2,96520
924	853 776	788 889 024	30,3974	9,7400	2902,8	670554	6,8287	2,96567
925	855 625	791 453 125	30,4138	9,7435	2906,0	672006	6,8298	2,96614
926	857 476	794 022 776	30,4302	9,7470	2909,1	673460	6,8309	2,96661
927	859 329	796 597 983	30,4467	9,7505	2912,3	674915	6,8320	2,96708
928	861 184	799 178 752	30,4631	9,7540	2915,4	676372	6,8330	2,96755
929	863 041	801 765 089	30,4795	9,7575	2918,5	677831	6,8341	2,96802
930	864 900	804 357 000	30,4959	9,7610	2921,7	679291	6,8352	2,96848
931	866 761	806 954 491	30,5123	9,7645	2924,8	680752	6,8363	2,96895
932	868 624	809 557 568	30,5287	9,7680	2928,0	682216	6,8373	2,96942
933	870 489	812 166 237	30,5450	9,7715	2931,1	683680	6,8384	2,96988
934	872 356	814 780 504	30,5614	9,7750	2934,2	685147	6,8395	2,97035
935	874 225	817 400 375	30,5778	9,7785	2937,4	686615	6,8405	2,97081
936	876 096	820 025 856	30,5941	9,7819	2940,5	688084	6,8416	2,97128
937	877 969	822 656 953	30,6105	9,7854	2943,7	689555	6,8427	2,97174
938	879 844	825 293 672	30,6268	9,7889	2946,8	691028	6,8437	2,97220
939	881 721	827 936 019	30,6431	9,7924	2950,0	692502	6,8448	2,97267
940	883 600	830 584 000	30,6594	9,7959	2953,1	693978	6,8459	2,97313
941	885 481	833 237 621	30,6757	9,7993	2956,2	695455	6,8469	2,97359
942	887 364	835 896 888	30,6920	9,8028	2959,4	696934	6,8480	2,97405
943	889 249	838 561 807	30,7083	9,8063	2962,5	698415	6,8491	2,97451
944	891 136	841 232 384	30,7246	9,8067	2965,7	699897	6,8501	2,97497
945	893 025	843 908 625	30,7409	9,8132	2968,8	701380	6,8512	2,97543
946	894 916	846 590 536	30,7571	9,8167	2971,9	702865	6,8522	2,97589
947	896 809	849 278 123	30,7734	9,8201	2975,1	704352	6,8533	2,97635
948	898 704	851 971 392	30,7896	9,8236	2978,2	705840	6,8544	2,97681
949	900 601	854 670 349	30,8058	9,8270	2981,4	707330	6,8554	2,97727
950	902 500	857 375 000	30,8221	9,8305	2984,5	708822	6,8565	2,97772
951	904 401	860 085 351	30,8383	9,8339	2987,7	710315	6,8575	2,97818
952	906 304	862 801 408	30,8545	9,8374	2990,8	711809	6,8586	2,97864
953	908 209	865 523 177	30,8707	9,8408	2993,9	713306	6,8596	2,97909
954	910 116	868 250 664	30,8869	9,8443	2997,1	714803	6,8607	2,97955
955	912 025	870 983 875	30,9031	9,8477	3000,2	716303	6,8617	2,98000
956	913 936	873 722 816	30,9192	9,8511	3003,4	717804	6,8628	2,98046
957	915 849	876 467 493	30,9354	9,8546	3006,5	719306	6,8638	2,98091
958	917 764	879 217 912	30,9516	9,8580	3009,6	720810	6,8648	2,98137
959	919 681	881 974 079	30,9677	9,8614	3012,8	722316	6,8659	2,98182
960	921 600	884 736 000	30,9839	9,8648	3015,9	723823	6,8669	2,98227
961	923 521	887 503 681	31,0000	9,8683	3019,1	725332	6,8680	2,98272
962	925 444	890 277 128	31,0161	9,8717	3022,2	726842	6,8690	2,98318
963	927 369	893 056 347	31,0322	9,8751	3025,4	728354	6,8701	2,98363
964	929 296	895 841 344	31,0483	9,8785	3028,5	729867	6,8711	2,98408

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi}{4} n^2$	ln n	lg n
965	931 225	898 632 125	31,0644	9,8819	3031,6	731382	6,8721	2,98453
966	933 156	901 428 696	31,0805	9,8854	3034,8	732899	6,8732	2,98498
967	935 089	904 231 063	31,0966	9,8888	3037,9	734417	6,8742	2,98543
968	937 024	907 039 232	31,1127	9,8922	3041,1	735937	6,8752	2,98588
969	938 961	909 853 209	31,1288	9,8956	3044,2	737458	6,8763	2,98632
970	940 900	912 673 000	31,1448	9,8990	3047,3	738981	6,8773	2,98677
971	942 841	915 498 611	31,1609	9,9024	3050,5	740506	6,8783	2,98722
972	944 784	918 330 048	31,1769	9,9058	3053,6	742032	6,8794	2,98767
973	946 729	921 167 317	31,1929	9,9092	3056,8	743559	6,8804	2,98811
974	948 676	924 010 024	31,2090	9,9126	3059,9	745088	6,8814	2,98856
975	950 625	926 859 375	31,2250	9,9160	3063,1	746619	6,8824	2,98900
976	952 576	929 714 176	31,2410	9,9194	3066,2	748151	6,8835	2,98945
977	954 529	932 574 833	31,2570	9,9227	3069,3	749685	6,8845	2,98989
978	956 484	935 441 352	31,2730	9,9261	3072,5	751221	6,8855	2,99034
979	958 441	938 313 739	31,2890	9,9295	3075,6	752758	6,8865	2,99078
980	960 400	941 192 000	31,3050	9,9329	3078,8	754296	6,8876	2,99123
981	962 361	944 076 141	31,3209	9,9363	3081,9	755837	6,8886	2,99167
982	964 324	946 966 168	31,3369	9,9396	3085,0	757378	6,8896	2,99211
983	966 289	949 862 087	31,3528	9,9430	3088,2	758922	6,8906	2,99255
984	968 256	952 763 904	31,3688	9,9464	3091,3	760466	6,8916	2,99300
985	970 225	955 671 625	31,3847	9,9497	3094,5	762013	6,8926	2,99344
986	972 196	958 585 256	31,4006	9,9531	3097,6	763561	6,8937	2,99388
987	974 169	961 504 803	31,4166	9,9565	3100,8	765111	6,8947	2,99432
988	976 144	964 430 272	31,4325	9,9598	3103,9	766662	6,8957	2,99476
989	978 121	967 361 669	31,4484	9,9632	3107,0	768214	6,8967	2,99520
990	980 100	970 299 000	31,4643	9,9666	3110,2	769769	6,8977	2,99564
991	982 081	973 242 271	31,4802	9,9699	3113,3	771325	6,8987	2,99607
992	984 064	976 191 488	31,4960	9,9733	3116,5	772882	6,8997	2,99651
993	986 049	679 146 657	31,5119	9,9766	3119,6	774441	6,9007	2,99695
994	988 036	982 107 784	31,5278	9,9800	3122,7	776002	6,9017	2,99739
995	990 025	985 074 875	31,5436	9,9833	3125,9	777564	6,9027	2,99782
996	992 016	988 047 936	31,5595	9,9866	3129,0	779128	6,9037	2,99826
997	994 009	991 026 973	31,5753	9,9900	3132,2	780693	6,9048	2,99870
998	996 004	994 011 992	31,5911	9,9933	3135,3	782260	6,9058	2,99913
999	998 001	997 002 999	31,6070	9,9967	3138,5	783828	6,9068	2,99957

II. Trigonometrische Tabellen

auf folgender Seite.

Grad	Sinus						
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01454	89
1	0,01745	0,02036	0,02327	0,02618	0,02908	0,03199	88
2	0,03490	0,03781	0,04071	0,04362	0,04653	0,04943	87
3	0,05234	0,05524	0,05814	0,06105	0,06395	0,06685	86
4	0,06976	0,07266	0,07556	0,07846	0,08136	0,08426	85
5	0,08716	0,09005	0,09295	0,09585	0,09874	0,10164	84
6	0,10453	0,10742	0,11031	0,11320	0,11609	0,11898	83
7	0,12187	0,12476	0,12764	0,13053	0,13341	0,13629	82
8	0,13917	0,14205	0,14493	0,14781	0,15069	0,15356	81
9	0,15643	0,15931	0,16218	0,16505	0,16792	0,17078	80
10	0,17365	0,17651	0,17937	0,18224	0,18509	0,18795	79
11	0,19081	0,19366	0,19652	0,19937	0,20222	0,20507	78
12	0,20791	0,21076	0,21360	0,21644	0,21928	0,22212	77
13	0,22495	0,22778	0,23062	0,23345	0,23627	0,23910	76
14	0,24192	0,24474	0,24756	0,25038	0,25320	0,25601	75
15	0,25882	0,26163	0,26443	0,26724	0,27004	0,27284	74
16	0,27564	0,27843	0,28123	0,28402	0,28680	0,28959	73
17	0,29237	0,29515	0,29793	0,30071	0,30348	0,30625	72
18	0,30902	0,31178	0,31454	0,31730	0,32006	0,32282	71
19	0,32557	0,32832	0,33106	0,33381	0,33655	0,33929	70
20	0,34202	0,34475	0,34748	0,35021	0,35293	0,35565	69
21	0,35837	0,36108	0,36379	0,36650	0,36921	0,37191	68
22	0,37461	0,37730	0,37999	0,38268	0,38537	0,38805	67
23	0,39073	0,39341	0,39608	0,39875	0,40141	0,40408	66
24	0,40674	0,40939	0,41204	0,41469	0,41734	0,41998	65
25	0,42262	0,42525	0,42788	0,43051	0,43313	0,43575	64
26	0,43837	0,44098	0,44359	0,44620	0,44880	0,45140	63
27	0,45399	0,45658	0,45917	0,46175	0,46433	0,46690	62
28	0,46947	0,47204	0,47460	0,47716	0,47971	0,48226	61
29	0,48481	0,48735	0,48989	0,49242	0,49495	0,49748	60
30	0,50000	0,50252	0,50503	0,50754	0,51004	0,51254	59
31	0,51504	0,51753	0,52002	0,52250	0,52498	0,52745	58
32	0,52992	0,53238	0,53484	0,53730	0,53975	0,54220	57
33	0,54464	0,54708	0,54951	0,55194	0,55436	0,55678	56
34	0,55919	0,56160	0,56401	0,56641	0,56880	0,57119	55
35	0,57358	0,57596	0,57833	0,58070	0,58307	0,58543	54
36	0,58779	0,59014	0,59248	0,59482	0,59716	0,59949	53
37	0,60182	0,60414	0,60645	0,60876	0,61107	0,61337	52
38	0,61566	0,61795	0,62024	0,62251	0,62479	0,62706	51
39	0,62932	0,63158	0,63383	0,63608	0,63832	0,64056	50
40	0,64279	0,64501	0,64723	0,64945	0,65166	0,65386	49
41	0,65606	0,65825	0,66044	0,66262	0,66480	0,66697	48
42	0,66913	0,67129	0,67344	0,67559	0,67773	0,67987	47
43	0,68200	0,68412	0,68624	0,68835	0,69046	0,69256	46
44	0,69466	0,69675	0,69883	0,70091	0,70298	0,70505	45
45	0,70711						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Grad
	Cosinus						

Grad	Cosinus						
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	1,00000	1,00000	0,99998	0,99996	0,99993	0,99989	89
1	0,99985	0,99979	0,99973	0,99966	0,99958	0,99949	88
2	0,99939	0,99929	0,99917	0,99905	0,99892	0,99878	87
3	0,99863	0,99847	0,99831	0,99813	0,99795	0,99776	86
4	0,99756	0,98736	0,99714	0,99692	0,99668	0,99644	85
5	0,99619	0,99594	0,99567	0,99540	0,99511	0,99482	84
6	0,99452	0,99421	0,99390	0,99357	0,99324	0,99290	83
7	0,99255	0,99219	0,99182	0,99144	0,99106	0,99067	82
8	0,99027	0,98986	0,98944	0,98902	0,98858	0,98814	81
9	0,98769	0,98723	0,98676	0,98629	0,98580	0,98531	80
10	0,98481	0,98430	0,98378	0,98325	0,98272	0,98218	79
11	0,98163	0,98107	0,98050	0,97992	0,97934	0,97875	78
12	0,97815	0,97754	0,97692	0,97630	0,97566	0,97502	77
13	0,97437	0,97371	0,97304	0,97237	0,97169	0,97100	76
14	0,97030	0,96959	0,96887	0,96815	0,96742	0,96667	75
15	0,96593	0,96517	0,96440	0,96363	0,96285	0,96206	74
16	0,96126	0,96046	0,95964	0,95882	0,95799	0,95715	73
17	0,95630	0,95545	0,95459	0,95372	0,95284	0,95195	72
18	0,95106	0,95015	0,94924	0,94832	0,94740	0,94646	71
19	0,94552	0,94457	0,94361	0,94264	0,94167	0,94068	70
20	0,93969	0,93869	0,93769	0,93667	0,93565	0,93462	69
21	0,93358	0,93253	0,93148	0,93042	0,92935	0,92827	68
22	0,92718	0,92609	0,92499	0,92388	0,92276	0,92164	67
23	0,92050	0,91936	0,91822	0,91706	0,91590	0,91472	66
24	0,91355	0,91236	0,91116	0,90996	0,90875	0,90753	65
25	0,90631	0,90507	0,90383	0,90259	0,90133	0,90007	64
26	0,89879	0,89752	0,89623	0,89493	0,89363	0,89232	63
27	0,89101	0,88968	0,88835	0,88701	0,88566	0,88431	62
28	0,88295	0,88158	0,88020	0,87882	0,87743	0,87603	61
29	0,87462	0,87321	0,87178	0,87036	0,86892	0,86748	60
30	0,86603	0,86457	0,86310	0,86163	0,86015	0,85866	59
31	0,85717	0,85567	0,85416	0,85264	0,85112	0,84959	58
32	0,84805	0,84650	0,84495	0,84339	0,84182	0,84025	57
33	0,83867	0,83708	0,83549	0,83389	0,83228	0,83066	56
34	0,82904	0.82741	0,82577	0,82413	0,82248	0,82082	55
35	0,81915	0,81748	0,81580	0,81412	0,81242	0,81072	54
36	0,80902	0,80730	0,80558	0,80386	0,80212	0,80038	53
37	0,79864	0,79688	0,79512	0,79335	0,79158	0,78980	52
38	0,78801	0,78622	0,78442	0,78261	0,78079	0,77897	51
39	0,77715	0,77531	0,77347	0,77162	0,76977	0,76791	50
40	0,76604	0,76417	0,76229	0,76041	0,75851	0,75661	49
41	0,75471	0,75280	0,75088	0,74896	0,74703	0,74509	48
42	0,74314	0,74120	0,73924	0,73728	0,73531	0,73333	47
43	0,73135	0,72937	0,72737	0,72537	0,72337	0,72136	46
44	0,71934	0,71732	0,71529	0,71325	0,71121	0,70916	45
45	0,70711						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Grad
	Sinus						

Grad	Tangens						
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01455	89
1	0,01746	0,02036	0,02328	0,02619	0,02910	0,03201	88
2	0,03492	0,03783	0,04075	0,04366	0,04658	0,04949	87
3	0,05241	0,05533	0,05824	0,06116	0,06408	0,06700	86
4	0,06993	0,07285	0,07578	0,07870	0,08163	0,08456	85
5	0,08749	0,09042	0,09335	0,09629	0,09923	0,10216	84
6	0,10510	0,10805	0,11099	0,11394	0,11688	0,11983	83
7	0,12278	0,12574	0,12869	0,13165	0,13461	0,13758	82
8	0,14054	0,14351	0,14648	0,14945	0,15243	0,15540	81
9	0,15838	0,16137	0,16435	0,16734	0,17033	0,17333	80
10	0,17633	0,17933	0,18233	0,18534	0,18835	0,19136	79
11	0,19438	0,19740	0,20042	0,20345	0,20648	0,20952	78
12	0,21256	0,21560	0,21864	0,22169	0,22475	0,22781	77
13	0,23087	0,23393	0,23700	0,24008	0,24316	0,24624	76
14	0,24933	0,25242	0,25552	0,25862	0,26172	0,26483	75
15	0,26795	0,27107	0,27419	0,27732	0,28046	0,28360	74
16	0,28675	0,28990	0,29305	0,29621	0,29938	0,30255	73
17	0,30573	0,30891	0,31210	0,31530	0,31850	0,32171	72
18	0,32492	0,32814	0,33136	0,33460	0,33783	0,34108	71
19	0,34433	0,34758	0,35085	0,35412	0,35740	0,36068	70
20	0,36397	0,36727	0,37057	0,37388	0,37720	0,38053	69
21	0,38386	0,38721	0,39055	0,39391	0,39727	0,40065	68
22	0,40403	0,40741	0,41081	0,41421	0,41763	0,42105	67
23	0,42447	0,42791	0,43136	0,43481	0,43828	0,44175	66
24	0,44523	0,44872	0,45222	0,45573	0,45924	0,46277	65
25	0,46631	0,46985	0,47341	0,47698	0,48055	0,48414	64
26	0,48773	0,49134	0,49495	0,49858	0,50222	0,50587	63
27	0,50953	0,51319	0,51688	0,52057	0,52427	0,52798	62
28	0,53171	0,53545	0,53920	0,54296	0,54673	0,55051	61
29	0,55431	0,55812	0,56194	0,56577	0,56962	0,57348	60
30	0,57735	0,58124	0,58513	0,58905	0,59297	0,59691	59
31	0,60086	0,60483	0,60881	0,61280	0,61681	0,62083	58
32	0,62487	0,62892	0,63299	0,63707	0,64117	0,64528	57
33	0,64941	0,65355	0,65771	0,66189	0,66608	0,67028	56
34	0,67451	0,67875	0,68301	0,68728	0,69157	0,69588	55
35	0,70021	0,70455	0,70891	0,71329	0,71769	0,72211	54
36	0,72654	0,73100	0,73547	0,73996	0,74447	0,74900	53
37	0,75355	0,75812	0,76272	0,76733	0,77196	0,77661	52
38	0,78129	0,78598	0,79070	0,79544	0,80020	0,80498	51
39	0,80978	0,81461	0,81946	0,82434	0,82923	0,83415	50
40	0,83910	0,84407	0,84906	0,85408	0,85912	0,86419	49
41	0,86929	0,87441	0,87955	0,88473	0,88992	0,89515	48
42	0,90040	0,90569	0,91099	0,91633	0,92170	0,92709	47
43	0,93252	0,93797	0,94345	0,94896	0,95451	0,96008	46
44	0,96569	0,97133	0,97700	0,98270	0,98843	0,99420	45
45	1,00000						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Grad
	Cotangens						

Grad	Cotangens						
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	∞	343,77371	171,88540	114,58865	85,93979	68,75009	89
1	57,28996	49,10388	42,96408	38,18846	34,36777	31,24158	88
2	28,63625	26,43160	24,54176	22,90377	21,47040	20,20555	87
3	19,08114	18,07498	17,16934	16,34986	15,60478	14,92442	86
4	14,30067	13,72674	13,19688	12,70621	12,25051	11,82617	85
5	11,43005	11,05943	10,71191	10,38540	10,07803	9,78817	84
6	9,51436	9,25530	9,00983	8,77689	8,55555	8,34496	83
7	8,14435	7,95302	7,77035	7,59575	7,42871	7,26873	82
8	7,11537	6,96823	6,82694	6,69116	6,56055	6,43484	81
9	6,31375	6,19703	6,08444	5,97576	5,87080	5,76937	80
10	5,67128	5,57638	5,48451	5,39552	5,30928	5,22566	79
11	5,14455	5,06584	4,98940	4,91516	4,84300	4,77286	78
12	4,70463	4,63825	4,57363	4,51071	4,44942	4,38969	77
13	4,33148	4,27471	4,21933	4,16530	4,11256	4,06107	76
14	4,01078	3,96165	3,91364	3,86671	3,82083	3,77595	75
15	3,73205	3,68909	3,64705	3,60588	3,56557	3,52609	74
16	3,48741	3,44951	3,41236	3,37594	3,34023	3,30521	73
17	3,27085	3,23714	3,20406	3,17159	3,13972	3,10842	72
18	3,07768	3,04749	3,01783	2,98868	2,96004	2,93189	71
19	2,90421	2,87700	2,85023	2,82391	2,79802	2,77254	70
20	2,74748	2,72281	2,69853	2,67462	2,65109	2,62791	69
21	2,60509	2,58261	2,56046	2,53865	2,51715	2,49597	68
22	2,47509	2,45451	2,43422	2,41421	2,39449	2,37504	67
23	2,35585	2,33693	2,31826	2,29984	2,28167	2,26374	66
24	2,21604	2,22857	2,21132	2,19430	2,17749	2,16090	65
25	2,14451	2,12832	2,11233	2,09654	2,08094	2,06553	64
26	2,05030	2,03526	2,02039	2,00569	1,99116	1,97680	63
27	1,96261	1,94858	1,93470	1,92098	1,90741	1,89400	62
28	1,88073	1,86760	1,85462	1,84177	1,82906	1,81649	61
29	1,80405	1,79174	1,77955	1,76749	1,75556	1,74375	60
30	1,73205	1,72047	1,70901	1,69766	1,68643	1,67530	59
31	1,66428	1,65337	1,64256	1,63185	1,62125	1,61074	58
32	1,60033	1,59002	1,57981	1,56969	1,55966	1,54972	57
33	1,53987	1,53010	1,52043	1,51084	1,50133	1,49190	56
34	1,48256	1,47330	1,46411	1,45501	1,44598	1,43703	55
35	1,42815	1,41934	1,41061	1,40195	1,39336	1,38484	54
36	1,37638	1,36800	1,35968	1,35142	1,34323	1,33511	53
37	1,32704	1,31904	1,31110	1,30323	1,29541	1,28764	52
38	1,27994	1,27230	1,26471	1,25717	1,24969	1,24227	51
39	1,23490	1,22758	1,22031	1,21310	1,20593	1,19882	50
40	1,19175	1,18474	1,17777	1,17085	1,16398	1,15715	49
41	1,15037	1,14363	1,13694	1,13029	1,12369	1,11713	48
42	1,11061	1,10414	1,09770	1,09131	1,08496	1,07864	47
43	1,07237	1,06613	1,05994	1,05378	1,04766	1,04158	46
44	1,03553	1,02952	1,02355	1,01761	1,01170	1,00583	45
45	1,00000						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Grad
	Tangens						

Berichtigungen.

S. 149, bei der mit Fig. 82b bezeichneten Abbildung lies: „Fig. 82c“.

„ 149, „ „ „ Fig. 82c „ „ „ „Fig. 82b“.

„ 149, Z. 3 von unten, lies: „Die Beanspruchung“.

„ 167, „ 6 „ oben, „ „$\frac{\pi}{4} d^2 \mathfrak{z}$“.

„ 199, „ 12 „ unten, „ „in Fig. 110“.

„ 229, „ 3 „ „ „ „dass ab der ziehende“.

„ 247, „ 19 „ „ „ „hindurch bewerkstelligt“.

„ 256, „ 7 „ oben, „ „(S. 208)“.

„ 261, „ 6 „ „ „ „seitlich“.

„ 280, „ 3 „ unten, „ „Gl. 287“.

„ 283, „ 12 „ oben, „ „Gl. 287“.

„ 283, „ 14 „ „ „ „$\psi =$“.

„ 349, „ 10 „ „ „ „Darlegung S. 488“.

„ 409, in Gl. 425, lies: „$\delta \leqq \frac{D}{1000}$“.

„ 443, Z. 20 von oben, lies: „Gl. 126, S. 31“.

„ 470, „ 16 „ „ „ „$p_q - p_k$“.

„ 476, „ 2 „ unten, „ „S. 302 u. f.“.

„ 508, in Gl. 497, lies: „$500\, \alpha\, P l^3$“.

„ 526, Z. 2 von unten, lies: „$M_b = 0{,}25\, \pi\, D^2 p \frac{D}{3\pi} \leqq k_b \frac{\Theta}{e_1}$“.

„ 544, „ 22 „ „ „ „Fig. 304 und 305, S. 515“.

„ 570, „ 9 „ „ „ „grösser als für das unter 3“.

„ 573, „ 5 „ „ „ „(nach S. 464)“.

„ 578, „ 10 „ „ „ „für $\mu = 1$“.

